



Fábio André Gonçalves Dias

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Desenvolvimento de um Sistema para Ensaio de Compressores Elétricos de Veículos Automóveis

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor António Paulo Vale Urgueira, Prof. Associado, FCT-UNL

Júri:

Presidente: Professor Doutor António José Freire Mourão

Arguente: Professor Doutor Tiago Alexandre Narciso da Silva

Vogal: Professor Doutor António Paulo Vale Urgueira



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Março, 2016



Fábio André Gonçalves Dias

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Desenvolvimento de um Sistema para Ensaio de Compressores Elétricos de Veículos Automóveis

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Março, 2016

Desenvolvimento de um Sistema para Ensaio de Compressores Elétricos de Veículos Automóveis

Copyright © 2016, Fábio André Gonçalves Dias, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa

A Faculdade de Ciências e Tecnologias e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Começo por agradecer aos meus pais e irmã, não só pelo esforço e sacrifício realizado nestes últimos seis anos mas por tudo aquilo que fizeram anteriormente, a mentalidade a dedicação e o empenho, tudo aquilo que possibilitou a criação de uma vida académica de sucesso e a pessoa que me considero. Aos meus exemplos, um muito obrigado!

Àquela que sempre me apoiou, ajudou e consolou. Àquela que deu sentido e orientação a todo este percurso. Àquela que faz com que todo o sacrifício tenha valido a pena. Àquela que me moldou e tornou-me naquilo que sou hoje. Àquela a quem devo tudo. Àquela a quem um dia espero retribuir metade daquilo que me dá. Ao meu amor um muito obrigado, sem ti nada disto fazia sentido!

À minha restante família pela preocupação e encorajamento, em especial aquelas que rezaram e olharam por mim. Aos meus anjinhos, um muito obrigado!

A todo o corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia, um muito obrigado pelos conhecimentos escolares e pessoais transmitidos. Ao professor António Mourão pela oportunidade e incentivo ao ingresso na HANON Systems, ao professor António Urgueira pela orientação, ajuda e disponibilidade á realização da tese, à professora Raquel Almeida a quem desejo as melhoras. A todos os professores, um muito obrigado!

Aos meus amigos um muito obrigado por toda a ajuda, preocupação e incentivo. Ao Carlos Sopas e ao Rafael Marques um especial obrigado pelos conhecimentos transmitidos, pelos bons momentos, pelo divertimento, pelo estímulo e capacidade de superação. A todos os amigos, foi um prazer partilhar cinco anos da minha vida com vocês. A todos eles um muito obrigado pelas saudades que deixaram!

Não menos importante, um grande obrigado a todos os colegas da HANON Systems, em especial ao Nuno Guerin pela oportunidade fornecida, ao Luís Neves pelos ensinamentos e mentalidade transmitida, ao Armando Silva pela transmissão de conhecimentos e acompanhamento e ao Balthasar Schillemeit e toda a sua equipa pelo esforço, dedicação, conhecimento, ajuda e compreensão. A todos os colegas, um muito obrigado!

Obrigado a todos!

Resumo

A qualidade do automóvel moderno encontra-se assente sobre diversos parâmetros, o conforto a bordo é das áreas que regista maior desenvolvimento na última década. A qualidade do som no habitáculo do veículo tem sido das tarefas mais desafiantes para os engenheiros acústicos. À medida que os automóveis se tornam cada vez mais silenciosos a sensibilidade acústica do ocupante aumenta e consequentemente as suas exigências. O julgamento do passageiro é bastante subjetivo e reflete não só as condições de ruído mas também de vibração sentidas.

O compressor do sistema de climatização apresenta um forte contributo para a qualidade do conforto a bordo do veículo. Associando as características de funcionamento do compressor aos modernos métodos de propulsão híbrida, este pode ser considerado como a principal fonte de vibração e ruído do automóvel.

A presente dissertação visa a realização de um sistema de análise de vibração e ruído para compressores elétricos produzidos pela *HANON Systems Portugal*. Este projeto visa colmatar a ausência de um sistema de análise adequado, quer ao desenvolvimento de produto quer à validação de produto, pretendendo-se assim, obter melhores resultados que os sistemas atualmente implementados.

O sistema projetado foi desenvolvido através da análise de elementos finitos realizada em *SolidWorks Simulation*, posteriormente à sua implementação estudaram-se as suas características dinâmicas recorrendo a análise modal experimental. A qualidade das análises realizadas no sistema implementado demonstrou-se bastante satisfatória quando comparada com os sistemas já existentes na empresa.

Palavras-chave: Automóvel; Conforto a bordo; Sistema de climatização; Compressor; Vibração e ruído.

Abstract

The quality of a modern vehicle is based in many criteria, the passenger compartment's confort is one of the areas with biggest development in the last decade. The sound quality of vehicle interior noise has become a very important task for the acoustic engineers. With the significant improvement of vehicle's sound quality the costumer's sensitiveness for the acoustical confort increases and consequently their requirements. The passenger judge is very subjective and reflects noise conditions as well vibration fillings.

The acoustic performance of A/C-compressors becomes more important for passenger confort. With the new powertrain systems the compressor becomes the main source of noise and vibration in vehicle.

This dissertation aims at developing a proper system to perform NVH analysis for electrical compressors builted in HANON Systems Portugal. This system will help on product development/validation intending to obtain better results than actual systems.

The system was developed with finite element analysis tool from SolidWorks Simulation. After implementation it was performed an impact hummer test in order to discover experimentally the system eigen values. In conclusion, the analysis performed in the new Portugal silent drive system reveals satisfying results against implemented systems.

Key-words: Vehicle; Passenger confort; A/C system; Compressor; Vibration and Noise.

Índice

1.	Introdução	1
1.1.	Enquadramento	2
1.2.	Empresa	6
1.3.	Objetivos.....	7
1.4.	Organização	7
1.5.	Contribuições.....	8
2.	Sistemas de Ensaio Previamente Existentes	9
2.1	Sistemas de Análise	9
2.1.1	Calorímetro	9
2.1.2	Testador Funcional - EOL	11
2.1.3	Bancada de Teste (Alemanha).....	14
2.2	Relação entre sistemas	15
2.3	Câmara Semi-Anecóica.....	16
2.3.1	Teste de isolamento	17
3.	Condições de Ensaio Propostas	21
3.1	Desenvolvimento do sistema de fixação - <i>bracket</i>	22
3.1.1	Análise Numérica.....	22
3.1.2	Evolução do Modelo	26
3.2	Análise Modal Experimental	39
3.2.1	Análise Modal	39
3.2.2	Configuração de Teste	42
3.2.3	Medição experimental	43
3.2.4	Processamento de Dados	47
3.3	Discussão de Resultados	52
3.4	Adaptação do Calorímetro.....	55
3.5.	Comparação com os sistemas existentes	57
3.6.	Testes Complementares.....	60
3.6.1.	Influência das quantidades de óleo e de refrigerante	60
3.6.2.	Teste de <i>Run Down</i>	66
3.6.3.	Isolamento a excitações externas.....	67

4. Conclusões e trabalhos futuros	70
5. Referências Bibliográficas	72
Anexos.....	74
Anexo A – Análise numérica: Propriedades do material	74
Anexo B – Cálculo do centro de massa: imagens complementares	75
Anexo C - Sistema de fixação: desenhos de produção.....	76

Índice de Figuras

Figura 1.1. Componentes do circuito de climatização automóvel.....	2
Figura 1.2. Compressor <i>scroll</i> : Ciclos de compressão (Ariazone - Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment, s.d.)	4
Figura 1.3. <i>E-compressor</i> : Constituintes principais (desenho realizado por HANON Systems, 2013) ..	5
Figura 2.1. Calorímetro #1.....	9
Figura 2.2. Calorímetro #2.....	10
Figura 2.3. Calorímetro: Controlador.....	10
Figura 2.4. Funcional: Isolamento Acústico (<i>Artemis</i>).....	12
Figura 2.5. Funcional: Esquema de rejeição.....	13
Figura 2.6. Bancada de teste Alemanha #1	14
Figura 2.7. Bancada de teste Alemanha #2	14
Figura 2.8. Funcional.....	15
Figura 2.9. Alemanha	15
Figura 2.10. Carro	15
Figura 2.11. Comparação entre Sistemas: testador Funcional VS Kerpen VS Veículo	15
Figura 2.12. Câmara semi-anecoica #1	16
Figura 2.13. Câmara semi-anecoica #2	16
Figura 2.14. Câmara semi-anecoica: Vizinhança	17
Figura 2.15. Microfone #1: Verificação de calibração (<i>by Head Noise</i>).....	18
Figura 2.16. Microfone #2: Verificação de calibração (<i>by Head Noise</i>).....	18
Figura 2.17. Teste de isolamento: Parâmetros de calibração de canal (<i>Head Noise</i>)	18
Figura 2.18. Câmara semi-anecoica: Isolamento acústico – <i>Level VS Time</i> (<i>Artemis</i>).....	19
Figura 2.19. Materiais Porosos: Coeficiente de absorção sonora (IPT - ESTT, 2008).....	19
Figura 2.20. Câmara semi-anecoica: Isolamento acústico – FFT (<i>Artemis</i>).....	20
Figura 3.1. Malhas ensaiadas (<i>SolidWorks Simulation</i>).....	24
Figura 3.2. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 1 (<i>Inventor</i>)	26
Figura 3.3. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 (<i>Inventor</i>)	27
Figura 3.4. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 – Malha (<i>SolidWorks Simulation</i>)	28
Figura 3.5. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 (<i>Inventor</i>)	29
Figura 3.6. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 – Malha (<i>SolidWorks Simulation</i>)	29
Figura 3.7. Desenvolvimento do sistema de fixação - Bolacha 1 (<i>Inventor</i>).....	31
Figura 3.8. Desenvolvimento do sistema de fixação - Bolacha 2 (<i>Inventor</i>).....	31
Figura 3.9. Sistema de fixação + Placa inferior 1 (<i>SolidWorks Simulation</i>)	33
Figura 3.10. Sistema de fixação + Placa inferior 1: Malha (<i>SolidWorks Simulation</i>)	33
Figura 3.11. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo Final (<i>Inventor</i>)	34
Figura 3.12. Placa Inferior: Centro de massa (<i>Inventor</i>)	35
Figura 3.13. Sistema de fixação + compressor: Centro de massa (<i>CATIA</i>)	35

Figura 3.14. Suporte do Compressor (Modelo Final - <i>Inventor</i>).....	38
Figura 3.15. Suporte do Compressor	38
Figura 3.16. Ponta de Aço: Tempo de Excitação (<i>Artemis</i>).....	41
Figura 3.17. Ponta de Plástico: Tempo de Excitação (<i>Artemis</i>).....	41
Figura 3.18. Plástico VS Aço: Frequências de Excitação (<i>Artemis</i>)	41
Figura 3.19. Modos de Fixação: Acelerómetros (Wilcoxon Research)	42
Figura 3.20. Martelo de Impacto: Frequências Excitadas (in PCB Piezotronics, 2010)	43
Figura 3.21. Resposta: Sobreposição de Impactos (Brown, Allemang, & Phillips).....	44
Figura 3.22. Resposta: Espectro de Frequências Impacto Único (<i>Artemis</i>)	44
Figura 3.23. Resposta: Espectro de Frequências Múltiplos Impactos (<i>Artemis</i>)	44
Figura 3.24. Impacto de Martelo: Ensaio 1.1	44
Figura 3.25. Impacto de Martelo: Ensaio 1.2	45
Figura 3.26. Impacto de Martelo: Configuração A_Z	45
Figura 3.27. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração A.....	45
Figura 3.28. Impacto de Martelo: Configuração B_Z	45
Figura 3.29. Impacto de Martelo: Configuração B_X	45
Figura 3.30. Impacto de Martelo: Configuração C_Y	46
Figura 3.31. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração C	46
Figura 3.32. Impacto de Martelo: Configuração D_Z	46
Figura 3.33. Impacto de Martelo: Configuração D_X.....	46
Figura 3.34. Impacto de Martelo: Configuração E_X	46
Figura 3.35. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração E.....	46
Figura 3.36. Amplitude de Vibração: Escala dB (<i>Artemis</i>)	48
Figura 3.37. Amplitude de Vibração: Escala Linear (<i>Artemis</i>)	48
Figura 3.38. Espectro da resposta: Configuração A (<i>Artemis</i>).....	48
Figura 3.39. Espectro da resposta: Configuração B (<i>Artemis</i>).....	48
Figura 3.40. Espectro da resposta: Configuração C (<i>Artemis</i>)	49
Figura 3.41. Espectro da resposta: Configurações. A, B e C (<i>Artemis</i>).....	49
Figura 3.42. Espectro da resposta – Corpo rígido: Configurações A,B e C (<i>Artemis</i>).....	49
Figura 3.43. Espectro da resposta: Configuração D (<i>Artemis</i>)	50
Figura 3.44. Espectro da resposta: Configuração E (<i>Artemis</i>).....	50
Figura 3.45. Espectro da resposta: Configurações D e E (<i>Artemis</i>)	51
Figura 3.46. Espectro da resposta – Corpo rígido: Configurações D e E (<i>Artemis</i>)	51
Figura 3.47. Frequências Naturais: Ponta de Plástico (<i>Artemis</i>)	52
Figura 3.48. Frequências Naturais: Ponta de Metal (<i>Artemis</i>)	52
Figura 3.49. Comparação de Frequências Naturais: Computacional VS Medido	53
Figura 3.50. Espectro de resposta: Configuração C VS D (<i>Artemis</i>).....	54
Figura 3.51. Calorímetro: Circuito termodinâmico antes (à esquerda) e depois (à direita) da adaptação	55
Figura 3.52. Terminais BMW	57

Figura 3.53. Terminais VW	57
Figura 3.54. Comparação de resultados dos sistemas a) <i>Kerpen</i> , b) <i>Palmela</i> e c) <i>EOL - FFT VS Time (Artemis)</i>	60
Figura 3.55. Qtd. Óleo VS SPL	62
Figura 3.56. Qtd. Óleo VS Acc: 3000 rpm	62
Figura 3.57. Qtd. Óleo VS Acc: 7000 rpm	63
Figura 3.58. Qtd. R134a VS SPL	64
Figura 3.59. Qtd. R134a VS Acc: 3000 rpm	65
Figura 3.60. Qtd. R134a VS Acc: 7000 rpm	65
Figura 3.61. <i>Run Down: FFT VS Time (Artemis)</i>	66
Figura 3.62. Isolamento do sistema: Condições de teste	67
Figura 3.63. Isolamento do sistema: <i>Level VS Time (Artemis)</i>	67
Figura 3.64. Isolamento do sistema: <i>FFT (average)(Artemis)</i>	68

Índice de Tabelas

Tabela 3.1. Frequências Naturais: <i>Abaqus</i> e CATIA	23
Tabela 3.2. Frequências Naturais <i>Solidworks</i> - Estudo da Malha	24
Tabela 3.3. Estudo da Malha - Tempos de Simulação	24
Tabela 3.4. Frequências Naturais - <i>Abaqus</i> VS <i>SolidWorks</i>	25
Tabela 3.5. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 1 - Frequências Naturais	26
Tabela 3.6. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 1 - Modos de Vibração (<i>by SolidWorks Simulation</i>)	27
Tabela 3.7. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 2 - Frequências Naturais	28
Tabela 3.8. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 2 – Modos de Vibração (<i>by SolidWorks Simulation</i>)	28
Tabela 3.9. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 3 - Frequências Naturais	30
Tabela 3.10. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Modelo 3 - Modos de Vibração (<i>by Inventor</i>)	30
Tabela 3.11. Modelo 3: Frequências Naturais - Bolacha 1 VS Bolacha 2	32
Tabela 3.12. Desenvolvimento da <i>Bracket</i> : Bolacha 1 VS Bolacha 2 - Modos de Vibração (<i>by SolidWorks Simulation</i>)	32
Tabela 3.13. <i>Bracket</i> + Placa inferior 1: Frequências Naturais.....	33
Tabela 3.14. <i>Bracket</i> + Placa inferior: Modos de Vibração (<i>by SolidWorks Simulation</i>)	34
Tabela 3.15. Centros de massa: Cotagem.....	36
Tabela 3.16. <i>Bracket</i> + Placa inferior 2: Frequências Naturais.....	36
Tabela 3.17. Modelo Final: Frequências Naturais - <i>Abaqus</i> & CATIA	37
Tabela 3.18. <i>Bracket</i> + Placa inferior 2: Modos de Vibração (<i>by SolidWorks Simulation</i>)	37
Tabela 3.19. <i>Fixture</i> : Frequências Naturais	50
Tabela 3.20. <i>Fixture</i> + Compressor: Frequências Naturais	51
Tabela 3.21. Frequências Naturais - FEA VS IHT	52
Tabela 3.22. Frequências Naturais: Todas as configurações.....	54
Tabela 3.23. Resultados EOL	58
Tabela 3.24. Comparação de resultados dos sistemas EOL, NVH Kerpen e NVH Palmela.....	59
Tabela 3.25. Quantidade de Óleo VS <i>Setpoints</i>	64
Tabela 3.26. <i>Run Down</i> : Frequências Naturais	66
Tabela 3.27. Frequências Naturais: <i>Run Down</i> VS IHT.....	67
Tabela 3.28. Isolamento do sistema: Valores médios	68

Nomenclatura

g	Aceleração gravítica	$[9,81 \text{ m/s}^2]$
w_r	Frequência natural de ordem r	$[\text{rad/s}]$
m_r	Massa modal de ordem r	-
l_p	Nível de pressão sonora	$[\text{dB}]$
p_d	Pressão de descarga	$[\text{bar}]$
p	Pressão sonora	$[\text{Pa}]$
p_0	Pressão sonora de referência	$[2 \times 10^{-5} \text{ Pa}]$
p_s	Pressão de sucção	$[\text{bar}]$
k_r	Rigidez modal de ordem r	-
t_d	Temperatura de descarga	$[\text{°C}]$
t_{TXV_in}	Temperatura de entrada válvula de expansão	$[\text{°C}]$
t_{evap_out}	Temperatura de saída do evaporador	$[\text{°C}]$
t_s	Temperatura de sucção	$[\text{°C}]$
t_{td}	Temperatura teórica de descarga	$[\text{°C}]$
t_{ts}	Temperatura teórica de sucção	$[\text{°C}]$
Δf	Variação de frequência	$[1/\text{s}]$
Δt	Variação de tempo	$[\text{s}]$

Abreviaturas e acrónimos

Acc	Acceleration
A/C	Air Conditioning
AISI	American Iron and Steel Institute
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
Co.	Company
Corp.	Corporation
Conf.	Configuração
EOL	End of Line
EU	União Europeia
FEA	Finite Element Analysis
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Frequency Responce Function
GM	General Motors
GmbH	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
HCC	Halla Climate Control
HFO	Hidrofluor-olefina
HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning
HVCC	Halla Visteon Climate Control Corporation
IHT	Impact Hammer Test
ISO	International Organization for Standardization
Mic.	Microphone
NET	New Excellent Technology
NVH	Noise Vibration and Harshness
RMS	Root Mean Square
SPL	Sound Pressure Level
vs	Variable Swachplate

1. Introdução

A indústria automóvel é uma das mais competitivas e das mais evoluídas tecnologicamente, é globalmente um sector industrial com um papel chave nas economias, onde existe a contínua procura de quotas de mercado e consequente contínuo investimento no seu desenvolvimento. Num mercado em que a oferta e a diversidade abundam, a procura por diferenciação é cada vez maior. Nesta ótica, os fabricantes perseguem a perfeição, investindo em todas as áreas do automóvel.

O método de propulsão é a área que tem requerido mais ênfase no investimento atual, devido à conjuntura energética e ambiental dos últimos anos. Associado ao aumento da consciência ecológica, os países da União Europeia (UE) têm trabalhado por um desenvolvimento sustentável que permita a redução da emissão de gases de efeito de estufa. Foram assim estabelecidos limites de emissões poluentes mais apertados, que constam nas normas EURO 5 e EURO 6. Pretende-se com isto, aumentar a independência dos combustíveis fósseis recorrendo cada vez mais a energias “limpas” e renováveis. Todo este esforço culminou num notável desenvolvimento do motor de combustão interna bem como da propulsão elétrica aplicada a automóveis com produção em série. Na tentativa de conjugação dos dois métodos de propulsão nasceu uma nova tecnologia designada de tecnologia híbrida, que possibilita a redução de consumos e de emissões.

Juntamente com a estética e a potência, o conforto é cada vez mais influente na escolha do automóvel moderno. Além da comodidade do veículo, o silêncio a bordo começa a ser essencial, pois demonstra as qualidades de construção e de materiais utilizados. Por estas razões, os construtores têm investido nas mais recentes tecnologias de redução de ruído e de vibração.

A propulsão híbrida associa motores alternativos de pequena capacidade a motores elétricos, resultando numa diminuição de ruído provocado pelo veículo, e por essa razão foram estabelecidos novos parâmetros de *Noise Vibration and Harshness* (NVH). A análise de NVH pretende avaliar as condições de vibração e ruído, quer na cabine do automóvel, quer no exterior do mesmo. Esta técnica permite a eliminação do ruído proveniente do método de propulsão, aquando da utilização exclusiva de energia elétrica, expondo o ruído produzido por outras fontes. O principal acessório responsável pelo ruído e vibração do automóvel é o compressor do sistema de ar condicionado, acessório este, indispensável ao conforto presente nos automóveis atuais.

Todas estas condições criaram uma tensão enorme sobre as empresas de sistemas de *Heating Ventilation and Air Conditioning* (HVAC), sendo estas constantemente pressionadas no sentido de diminuição da vibração e do ruído provocados pelos seus componentes. Na filosofia de melhoramento de produto, todas as análises são complexas e minuciosas, sendo por isso necessário a criação/desenvolvimento de condições de teste adequadas, onde qualquer pormenor tem influência nos resultados obtidos. Os testes de funcionalidade, durabilidade e NVH são os testes mais comuns na análise de produto final, sendo que cada um deles fornece informações distintas e requer condições de teste também elas distintas.

1.1. Enquadramento

O conforto a bordo do habitáculo do automóvel está diretamente relacionado com o ruído existente e capacidade de climatização, entre outros. O sistema de ar condicionado influencia ambos os critérios. Por um lado possibilita condições térmicas confortáveis e por outro, todos os componentes do sistema podem provocar um ruído incómodo. O ventilador, as condutas de ventilação e em alguns casos o escoamento de refrigerante podem criar um ruído desconfortável. Por outro lado, o compressor provoca efeitos pulsantes por cada ciclo de compressão, que resultam em vibrações transmitidas até ao interior da cabine de passageiros através das condutas do sistema. Adicionalmente, a vibração inerente ao seu funcionamento, é também ela transferida ao seu sistema de fixação.

A eficiência do sistema de climatização é avaliada pela capacidade de controlo de temperatura, capacidade de desumidificação e purificação do ar e por fim a capacidade de circulação de ar, todas estas funções são essenciais ao conforto do passageiro.

O circuito de climatização do automóvel é constituído por cinco componentes principais, sendo eles: compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão e filtro, ver Figura 1.1. Este apresenta duas zonas distintas de funcionamento, uma de alta pressão/temperatura e outra de baixa pressão/temperatura, graças a estas condições, o fluido refrigerante alterna continuamente entre o estado líquido e gasoso.

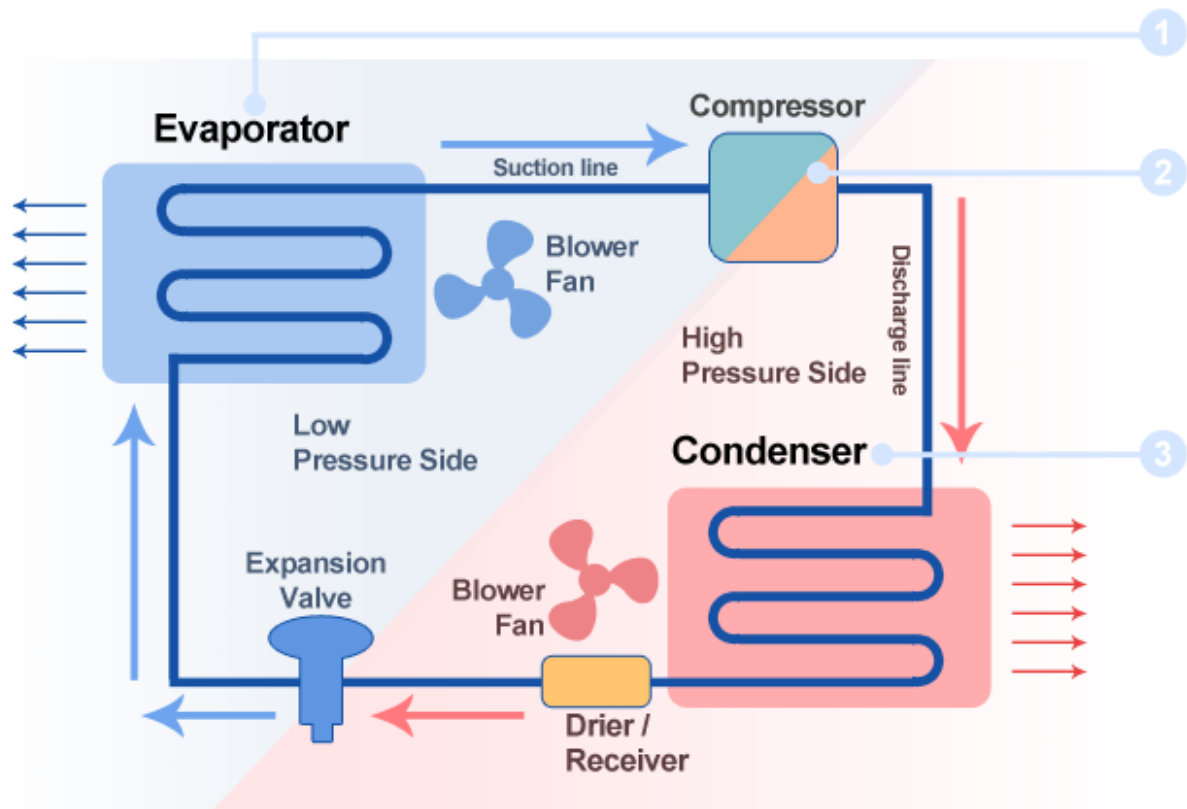


Figura 1.1. Componentes do circuito de climatização automotiva
(in <http://www.hanonsystems.com/En/Technology/WhatIsClimate>)

A zona de alta pressão tem origem após o processo de compressão realizado no compressor. A compressão é do tipo adiabática, nesta fase o refrigerante encontra-se no estado gasoso. A presença de refrigerante no estado líquido no interior do compressor causa gravíssimos danos ao mesmo, uma vez que, as taxas de compressão de líquidos e de gases são diferentes. Após o processo de compressão, o refrigerante é conduzido até ao condensador através de circuito fechado (este encontra-se na grelha frontal do automóvel), resultante de processos de convecção natural ou forçada é dissipado calor do refrigerante. Em função da pressão existente no circuito, o refrigerante gasoso atinge o ponto de condensação e altera de estado.

Após a passagem pelo condensador, o refrigerante agora no estado líquido e a pressão elevada, atravessa o filtro. As principais funções deste acessório são: absorção de partículas contaminantes e armazenamento temporário de óleo e refrigerante. O próximo acessório do circuito de climatização é a válvula de expansão, esta controla a quantidade de refrigerante existente no evaporador, esta deve ser tal que garanta a máxima performance térmica assegurando uma evaporação completa do refrigerante. A válvula de expansão é responsável pela diminuição da pressão do circuito e consequente decréscimo de temperatura do refrigerante. De seguida o refrigerante é direcionado para o evaporador, este encontra-se localizado no interior do tablier, através de trocas térmicas com o ar quente proveniente do habitáculo o refrigerante atinge a temperatura de evaporação ao mesmo tempo que retira calor ao habitáculo. Finalmente o refrigerante retorna ao compressor iniciando novamente o ciclo ao mesmo tempo que cumpre a sua última função de arrefecimento do compressor.

Existe a possibilidade de o circuito acomodar um tubo de orifício em vez da válvula de expansão. Esta alteração implica a troca do filtro por um acumulador bem como a sequência dos acessórios no circuito.

O compressor do sistema de climatização tem a finalidade de realizar o processo de compressão no ciclo termodinâmico. Os compressores podem ser divididos em duas secções, a secção de acionamento e a secção de compressão. O compressor destinado à análise no projeto desenvolvido ao longo desta dissertação recorre a acionamento elétrico, cuja tecnologia obtém a sua propulsão através da interação entre campos eletromagnéticos. Ao longo da última década foram realizados inúmeros estudos para desenvolvimento do método de compressão, existindo várias tecnologias para a realizar.

Através de um estudo realizado em câmara reverberante, a *Visteon Deutschland GmbH* comparou o ruído emitido por compressores com diferentes métodos de compressão, seguindo a norma ISO 3741, "*Acoustics – Determinations of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for reverberation rooms*". Nesta investigação foram comparados 5 modos de compressão distintos, espiral, alhetas e pistons, em que este último apresentava 3 variações. O compressor por espiral foi o que apresentou melhor desempenho (Martini & Cucuz, 2002).

Os compressores elétricos em estudo recorrem a uma espiral como técnica de compressão, os quais são designados por compressores volumétricos rotativos. A compressão volumétrica apresenta um fluxo intermitente e resulta da diminuição de um volume, ou seja, a pressão do gás aumenta se o volume onde está contido diminuir. O compressor de espiral compreende uma espiral fixa, *fixed scroll*, e outra orbitante, *orbiting scroll*, e a compressão do gás processa-se pela interação entre ambas, ver Figura 1.2. Assim, à medida que a espiral móvel orbita, graças a um excêntrico, o gás vai sendo progressivamente comprimido numa “bolsa” cada vez menor. A espiral móvel realiza um movimento de forma elítica capaz de fazer reduzir o volume do gás entre espirais sempre que este movimento se executa (Novais, 1995).

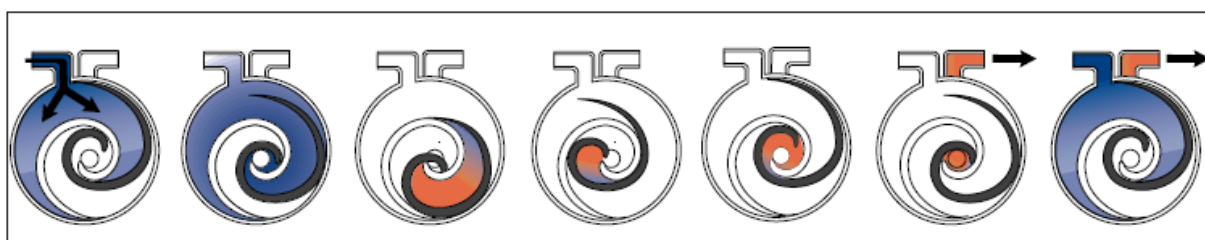


Figura 1.2. Compressor *scroll*: Ciclos de compressão (Ariazone - Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment, s.d.)

O refrigerante utilizado no circuito também tem sido alvo de desenvolvimento nos últimos anos, desde 1993 que a indústria automóvel recorre ao R134a em detrimento do R12 como refrigerante do circuito de climatização. O desenvolvimento deste componente está maioritariamente relacionado com a diminuição do seu impacto na camada de ozono (Ariazone - Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment, s.d.). Atualmente já se está a estudar a possibilidade de utilizar HFO 12345yf como futuro refrigerante.

Desde o início da produção de compressores elétricos que a HANON Systems Portugal se depara com a constante necessidade de desenvolver um sistema de ensaio capaz de realizar análises minuciosas ao produto fabricado. Atualmente a fábrica conta com dois sistemas de ensaio com propósitos diferentes. O testador funcional, posicionado no fim da linha de montagem, cuja principal função é analisar pontos chave de funcionamento do compressor, através de um teste rápido, garantindo assim, que cada produto entregue ao cliente está dentro de especificações acordadas entre ambos. O segundo testador encontra-se numa área de teste e graças às suas características não permite uma análise detalhada de produto. Desta forma, a empresa encontra-se bastante limitada na avaliação pormenorizada de compressores, sendo do total interesse da mesma o desenvolvimento de um sistema capaz de colaborar no desenvolvimento de produto, libertando-se assim da dependência de laboratórios externos à fábrica.

A figura 1.3 apresenta um dos modelos de compressores eléctricos produzidos pela Hanon Systems Portugal, nesta são identificados alguns dos componentes referenciados ao longo desta dissertação.

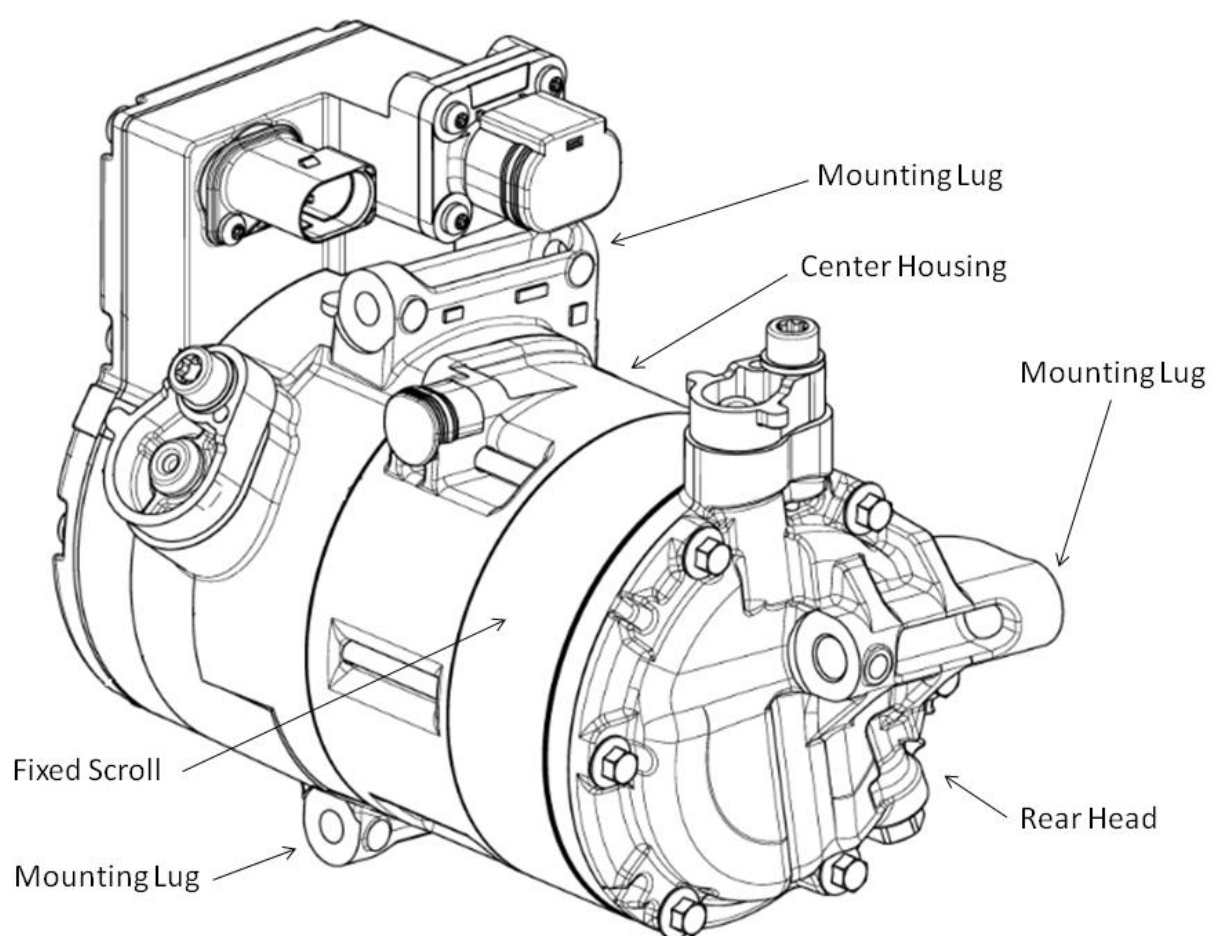


Figura 1.3. *E*-compressor: Constituintes principais (desenho realizado por HANON Systems, 2013)

1.2. Empresa

O presente projeto foi desenvolvido em meio industrial, numa parceria com a *Hanon Systems Portugal*, sediada na Estrada Nacional 252, km 12, Parque Industrial das Carrascas, Volta da Pedra, Palmela.

A *Hanon Systems* é um fabricante de soluções de climatização para a indústria automóvel, sendo uma das líderes no mercado de HVAC. Atualmente é constituída por 33 filiais distribuídas por grande parte do globo, 29 delas com vista à produção e 4 laboratórios de investigação e desenvolvimento.

Os seus produtos são essencialmente de gestão térmica, nomeadamente controlo térmico de motores de combustão interna, sistemas de controlo térmico de veículos elétricos, sistemas de climatização, produzindo também componentes do sistema de admissão de veículos.

A fábrica de Palmela produz o compressor do sistema de climatização, sendo por isso responsável pela maquinação e montagem do produto final. Atualmente são responsáveis por sete modelos, quatro deles mecânicos em que três utilizam a tecnologia de *Variable Swachplate* (vs) como método de compressão e um recorre à compressão por *scroll*. Os outros três modelos são elétricos e utilizam o *scroll* como tecnologia de compressão.

A fábrica é organizada em três zonas distintas, uma focada na maquinação de componentes, outra direccionada à produção do produto final, e uma terceira zona designada por Model Shop, focada no desenvolvimento de produto e validação das linhas de montagem.

▪ História

Fundada em 1986 com a designação de *Halla Climate Control Corp.* (HCC), resultante da parceria entre a *Ford Motor Co.* e a *Mando Machinery Corporation*.

Ciente da necessidade de desenvolvimento de produto e da expansão global, inaugurou em 1989 o primeiro centro de desenvolvimento e investigação na Coreia e uma fábrica no Canadá. Nos anos seguintes expandiu as suas operações pela Ásia, Europa e Américas, tendo sido consagrada pela *General Motors* como “*Supplier of the year*” em 1998. Em 1999 a *Ford Motor Co.* vendeu a sua quota na empresa à *Visteon Corp*, tornando-se esta na acionista maioritária, passando a empresa a designar-se por *Halla Visteon Climate Control Corp.* (HVCC). O início do século XXI foi de grande valorização, tendo em 2003 obtido a certificação ISO/TS 16949, a que certifica a qualidade de conceção, de desenvolvimento e de produção de produtos ligados à indústria automóvel, sendo considerada uma das mais prestigiadas certificações do ramo. Até à atualidade a empresa foi arrecadando inúmeras distinções quer a nível de desenvolvimento tecnológico, *NET certificate* (*New Excellent Technology*), quer a nível de desenvolvimento ecológico e “*Best Supplier Award*”.

Em 2015 a *Han & Co. Auto Holding Co.* e a *Hankook Tires* tornaram-se acionistas maioritários através da aquisição da quota de mercado correspondente à *Visteon Corp.*, e a empresa passou a designar-se de *Hanon Systems*.

1.3. Objetivos

A ausência de um sistema capaz de realizar uma análise precisa, ausente de perturbações externas, e coerente com os resultados obtidos no centro de desenvolvimento alemão levou à criação da presente dissertação.

Nesta dissertação é projetada uma bancada para ensaio de compressores elétricos, onde através de um desenvolvimento cuidado pretendeu-se implementar um sistema alheio a contaminações externas. Por forma a melhorar as condições de análise de ruído, recorreu-se a uma câmara semi-anecoica já existente na empresa. Este sistema terá como finalidade o desenvolvimento de produto e investigação a possíveis problemas existentes na linha de montagem.

De forma a dar consequência ao trabalho, formularam-se os seguintes objetivos:

- Analisar a capacidade de insonorização da câmara semi-anecoica existente;
- Desenvolvimento de um sistema de fixação adequado à análise de vibração e ruído, recorrendo para tal, a simulações numéricas para o cálculo de frequências naturais;
- Análise experimental das frequências naturais da estrutura utilizando o *Impact Hammer Test* e *Run Down Test*, comparação e discussão com os resultados simulados;
- Adaptação do calorímetro à câmara semi-anecoica e preparação de condições adequadas de teste;
- Análise funcional de compressores elétricos, comparação e discussão dos resultados obtidos;

1.4. Organização

Esta dissertação subdivide-se em quatro capítulos, sendo que o primeiro aborda a introdução à mesma, neste capítulo introduz-se a crescente importância do conforto na indústria automóvel e consequentes sensações transmitidas aos passageiros, a constituição/funcionamento do sistema de climatização automóvel, o método de compressão utilizado nos compressores que serão analisados no projeto desenvolvido na dissertação, e por fim, a necessidade da presente dissertação.

O segundo capítulo apresenta os sistemas existentes na fábrica de Palmela, focando-se na sua finalidade, características e limitações. Expõe-se ainda um último sistema implementado no laboratório de desenvolvimento Alemão, o qual servirá como referência do projeto desenvolvido ao longo deste trabalho e é ainda apresentada uma relação entre estes sistemas e o teste em veículo.

O capítulo três é focado no projeto desenvolvido, no qual se apresenta a análise de elementos finitos que permitiu o desenvolvimento do sistema de fixação do compressor, o enquadramento à análise modal experimental, a verificação experimental das características naturais do mesmo através do teste de impacto de martelo, todo o processo associado à adaptação do calorímetro à bancada de teste desenvolvida, realiza-se uma comparação do sistema desenvolvido com os sistemas já implementados e por fim apresentam-se testes complementares realizados ao longo da dissertação.

No quarto e último capítulo são discutidos e analisados os resultados obtidos apresentando-se as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

1.5. Contribuições

O projeto realizado ao longo da presente dissertação permitiu a implementação de um sistema de análise de compressores eléctricos. Este sistema possibilitou a realização de análises de vibração e de ruído ausentes de perturbações externas ao produto em análise.

O sistema desenvolvido contribui para o melhoramento do desempenho do compressor, uma vez que, viabiliza a realização de análises minuciosas à vibração e ao ruído emitidos pelo mesmo.

Não menos importante, foi a criação de um método de análise que apresenta uma relação com os resultados verificados no cliente. Sendo este o primeiro equipamento na fábrica de Palmela a conseguir tais resultados.

2. Sistemas de Ensaio Previamente Existentes

Neste capítulo serão apresentados os sistemas de análise existentes na Hanon Systems Portugal antes da implementação do sistema em estudo. Serão abordadas as suas principais funções, características e lacunas.

2.1 Sistemas de Análise

Antes da execução deste projeto, a fábrica de Palmela tinha em atividade dois sistemas bastante distintos, quer em conceção quer em finalidade, para análise de vibração e de ruído de compressores elétricos, sendo estes designados por calorímetro e por funcional.

2.1.1 Calorímetro



Figura 2.1. Calorímetro #1

O calorímetro é uma câmara de ensaios ambientais desenvolvida pela empresa *Ransco*, tendo sido adaptado pela empresa às suas necessidades ao longo do tempo, ver Figura 2.1. Este encontra-se no *Model Shop* e tem como principal função analisar a produção diária das linhas de montagem, validar os protótipos produzidos na mesma instalação e analisar compressores que foram identificados como não aceitáveis pelo cliente. Um calorímetro é constituído por todo o circuito termodinâmico, uma câmara reverberante e por um sistema de fixação universal, ao qual é assemblado um adaptador adequada ao modelo de compressor em análise. O sistema de fixação está associado a um suporte anti vibratório que aquando do início da análise é elevado sobre almofadas pneumáticas, isolando todo o sistema de excitações externas. A câmara reverberante é constituída por nove painéis refletores, graças a estes o funcionamento de qualquer fonte sonora

estacionária no interior da mesma gera um campo sonoro difuso. Em condições ideais, o nível de pressão sonora deve ser constante no interior da câmara, independentemente das coordenadas de medição, mesmo sabendo que esta é dependente da distância. Nestas condições, a pressão sonora é proporcional à potência sonora da fonte. Deste modo, a utilização da câmara reverberante possibilita o cálculo da potência sonora através da determinação da pressão sonora (Martini & Cucuz, 2002). Em consequência destas características, aquando da necessidade de comparar compressores na gama de frequências, apenas são tidos em conta os dados obtidos para vibração, uma vez que, os valores da potência sonora registada apenas permitem uma comparação quantitativa.

O circuito termodinâmico é constituído por dois subsistemas, um pertencente ao ciclo termodinâmico do compressor, designado por A, e um segundo de suporte a este, designado por B. O refrigerante do circuito A é R134a sendo que o circuito B utiliza glicol como refrigerante. Fazendo uma analogia com o circuito térmico do automóvel, o circuito B realiza trocas de energia com o condensador do circuito A, simulando as trocas existentes com o meio ambiente, já a troca de energia efetuado no evaporador do circuito A fica a cargo de resistências. O evaporador de A é triplo, recorrendo portanto a três resistências. Por sua vez, o circuito B recorre a água de *Chiller* para arrefecer o seu condensador. A constituição do circuito termodinâmico do compressor é bastante semelhante ao encontrado no automóvel com a adição de elementos de controlo/monitorização de teste.

Um teste de calorímetro tem a duração aproximada de 1h e 30 min., incluindo tempo de preparação. Neste são recolhidos dados em dois pontos de funcionamento distintos, 3000 rpm e 7000 rpm. Para cada uma das velocidades, a aquisição de dados é realizada segundo parâmetros de funcionamento bem definidos de modo a manter as condições de teste constantes e independentes do operador, ou seja, garantir uma boa reprodutibilidade. A amostra de potência sonora e da vibração do compressor é gravada durante 10 segundos com taxas de amostragem que variam entre 4800 e 2100 Hz, é ainda preenchida uma folha de registo com os valores correspondentes de teste, como por exemplo, pressão de descarga, pressão de sucção, temperaturas do sistema, vibração e potência sonora do compressor.

Para a aquisição de dados recorre-se a um microfone distanciado de 23 cm do topo do compressor e de um acelerómetro tridimensional de fixação roscada, posicionado na porta de descarga, ver Figura 2.2.

A aquisição de dados está a cargo do *Squadriga*, e o processamento é realizado pelo *Head Noise*, ambos pertencentes à *Head Acustics*.



Figura 2. 2. Calorímetro #2



Figura 2. 3. Calorímetro: Controlador

2.1.2 Testador Funcional - EOL

O testador funcional, também designado por EOL, *End of Line Tester*, está situado na linha de produção, mais concretamente na linha B2 estação 15, e tem como principal função a validação do produto final. Ao todo são avaliados 114 parâmetros divididos em três grupos: componente mecânica, componente elétrica e vibração e ruído.

Na componente mecânica, os principais pontos de análise são a pressão de descarga, a pressão de sucção, velocidade de rotação e o fluxo de gás medido. Na componente elétrica é analisada a tensão do inversor, a corrente consumida bem como a temperatura de todo o sistema elétrico. Parâmetros como a potência sonora, *ticker noise*, vibração, NVH *stable* e *ticker acceleration* estão relacionados com as análises de vibração e de ruído. Todos estes parâmetros são limitados por valores pré-definidos, de modo a manter a qualidade do produto constante e de acordo com referências definidas com o cliente. Todos os limites são regularmente atualizados e monitorizados sempre com o intuito de diminuição das tolerâncias apresentadas, deste modo conseguimos produtos finais com qualidade superior. Do ponto de vista de produção, um intervalo maior de tolerâncias é menos limitador, contrariamente está a qualidade do produto oferecido. A maioria das alterações efetuadas aos limites resulta de um maior rigor imposto pelo cliente ou por melhoramentos de produto. O melhoramento do produto nem sempre está associado a alterações de *design* ou a modificações de componentes, sendo estas alterações de difícil aceitação por parte dos clientes. Estes demonstram-se bastante relutantes a alterações efetuadas após a validação do *design*, não só por questões políticas mas também porque uma alteração no compressor provocaria uma alteração num produto que já se encontra em comercialização. Deste modo, procura-se a contínua evolução do produto através de alterações no processo de montagem, o que permite muitas vezes, não só o desenvolvimento do produto mas também pode influenciar o tempo de ciclo de produção do mesmo.

A título exemplificativo, a alteração do esquema de aparafusamento de $\frac{3}{4}$ do compressor influenciou não só o tempo de ciclo da estação, bem como a vibração e o ruído provocado pelo compressor.

O sistema de análise é constituído por uma estrutura metálica com duas portas, uma frontal, por onde é instalado o compressor, e uma lateral, utilizada para efetuar trocas do sistema de fixação do compressor. Uma vez que os dois modelos em produção apresentam as portas de descarga e sucção com cotas diferentes bem como conectores distintos, é necessária ter dois sistemas de fixação diferentes.

As condições de teste para este sistema de análise não são as melhores, sendo que a análise de som apresenta resultados plausíveis. O equipamento de análise apresenta isolamento acústico de forma piramidal com base quadrada de 20x20 mm e 20 mm de altura, segundo testes outrora realizados, obteve-se um isolamento no intervalo de 10 -15 dB(A), ver Figura 2.4.

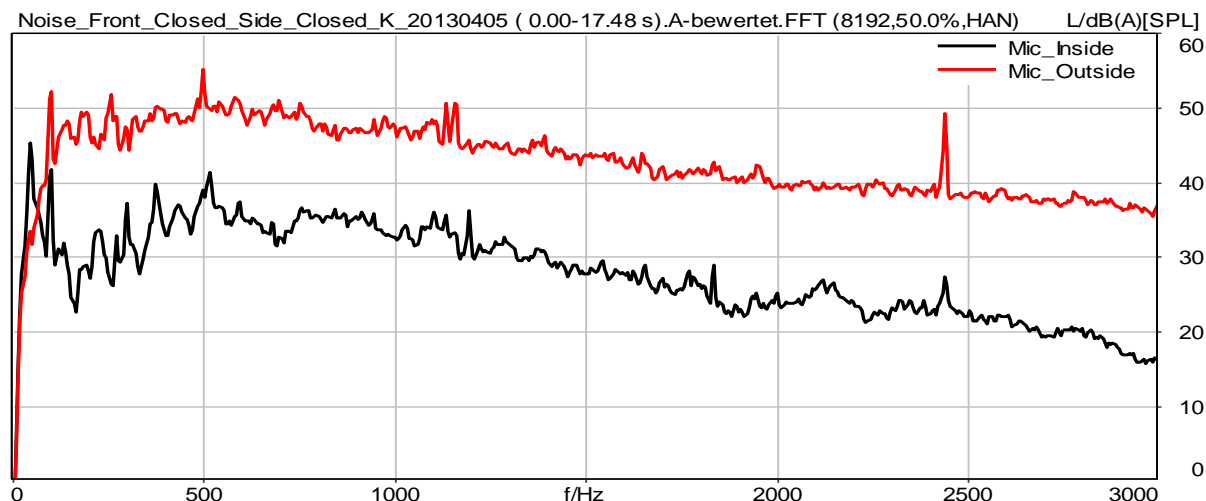


Figura 2. 4. Funcional: Isolamento Acústico (*Artemis*)

Para a avaliação da vibração, a realidade é outra, por questões funcionais, não é possível a montagem do compressor ao sistema de fixação por parte dos três *mounting lugs*, sendo esta, apenas realizada em dois pontos recorrendo a grampos de fixação. O facto de o sistema de teste estar associado à linha de montagem e de não apresentar isolamento vibratório contribui também para uma degradação da análise de vibração. Ambos os sistemas de fixação apresentam-se demasiado rígidos, o que resulta em pouca capacidade de captação de vibrações de baixa frequência. Esta é uma grande lacuna de processo, uma vez que, a gama de frequências que é transmitida até ao habitáculo do automóvel situa-se entre os 20 e 150 Hz. Para as condições de teste implementadas, as vibrações de primeira ordem encontram-se a 50 Hz. A título exemplificativo, problemas de desbalanceamento não são identificados no teste funcional. Sumariamente, as condições de teste implementadas não captam as frequências que são transmitidas até aos ocupantes do veículo nem as frequências de maior sensibilidade para o humano.

A aquisição de dados neste sistema está ao cargo de um microfone distanciado de 17 cm do topo do compressor, e por sua vez, a vibração é medida por um acelerómetro tridimensional, posicionado no grampo *do rear head*, sendo uma ligação roscada responsável pela sua montagem. A utilização de um adesivo entre o acelerómetro e o grampo possibilita o isolamento elétrico do acelerómetro ao sistema, não havendo interferência no funcionamento e medição do mesmo.

A duração total do teste neste equipamento é de aproximadamente 45 segundos, sendo que, o compressor só corre 18 segundos, 3 dos quais em *run up* e os restantes à velocidade de teste. Estes valores podem variar consoante o modelo em teste. A aquisição de dados é realizada durante os últimos 3 segundos de teste, de modo a garantir que a obtenção dos mesmos é efetuada aquando do funcionamento estável do compressor. O compressor é avaliado à rotação de 3000 rpm, pois este

valor foi aquele que apresentou maior correlação entre os resultados obtidos no EOL e a bancada de testes de NVH na Alemanha. Em vez de refrigerante o compressor é testado com ar, maioritariamente devido a razões de funcionalidade/praticabilidade. As pressões de descarga e de sucção são 2 e 11 bar, respectivamente. Os pontos de funcionamento utilizados no funcional não estão em nada relacionados com os de funcionamento em veículo mas sim, como anteriormente referido, escolhidos para obter uma correlação com a bancada de teste em câmara semi-anecoica presente na Alemanha. Estudos realizados confirmam a estabilidade de resultados independentemente das pressões e rotações aplicadas ao compressor, logo é assegurado o seu bom funcionamento em veículo. O que difere são as condições de fixação, podendo estas influenciar o comportamento do produto.

Os parâmetros para validação dos compressores são cada vez mais complexos, garantido assim, uma análise mais detalhada do mesmo. A rejeição de um compressor pode ser realizada de duas formas: rejeição direta ou rejeição acumulativa. Um rejeito acumulativo ocorre quando dois ou mais parâmetros ultrapassam um *check limit* e um rejeito direto surge quando o *reject limit* é ultrapassado. Sendo que um *check limit* apresenta um valor de análise mais reduzido e o *reject limit* um valor mais elevado. O fluxograma da Figura 2.5 representa o esquema de rejeição do EOL.

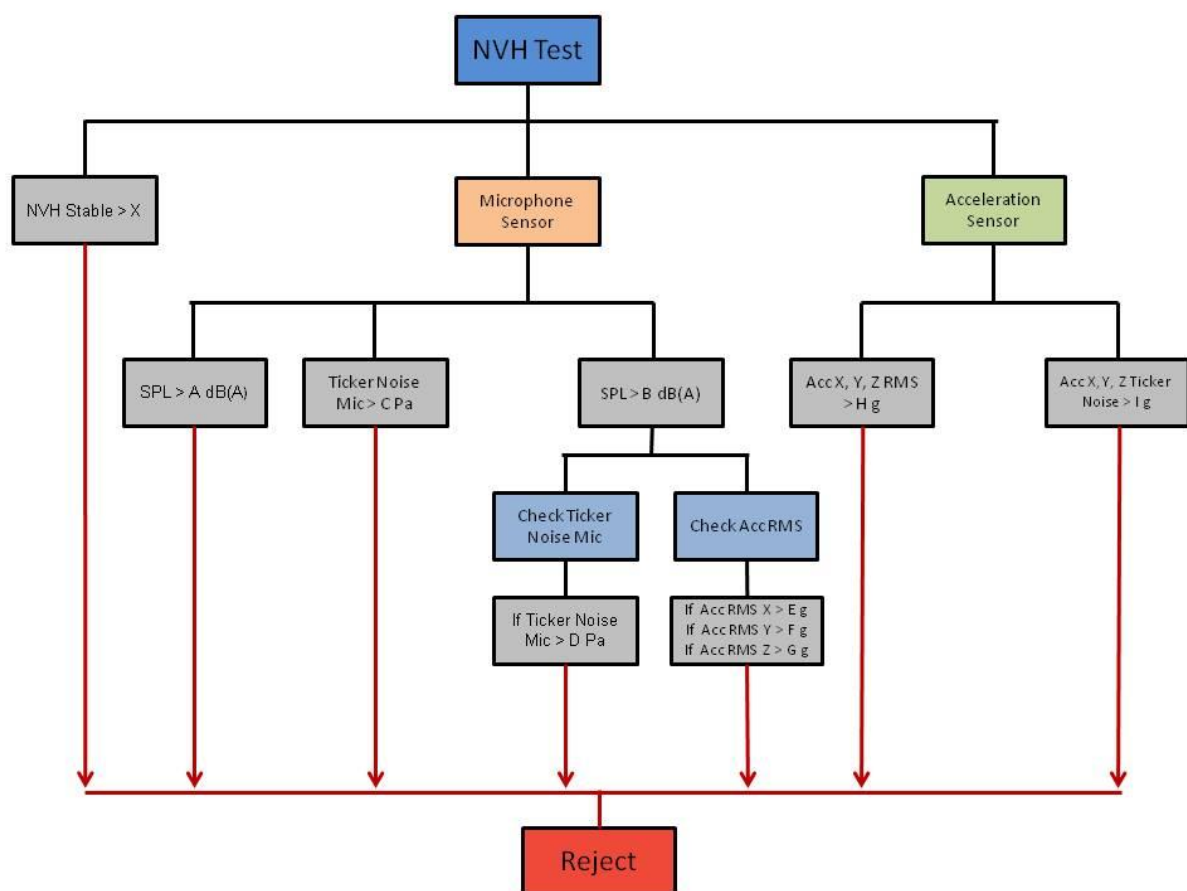


Figura 2.5. Funcional: Esquema de rejeição

2.1.3 Bancada de Teste (Alemanha)

Existe um terceiro sistema de análise de compressores, situado no laboratório de desenvolvimento em Kerpen, Alemanha. Este servirá como referência ao sistema desenvolvido ao longo da dissertação. Este sistema é constituído por uma câmara semi-anecoica de grandes dimensões e um sistema de fixação do compressor otimizado quer para análise de vibração quer para análise de ruído, ver Figura 2.6. O sistema de fixação é constituído por um carro de apoio e por uma estrutura de suporte do compressor, o isolamento vibratório está ao cargo de amortecedores. Nesta câmara também são realizados testes de NVH ao carro, testando assim, o compressor em condições reais de funcionamento.

A aquisição de dados neste sistema é realizada recorrendo a três microfones e a três acelerómetros tridimensionais. Dois microfones encontram-se a um metro do compressor segundo os eixos x e y, eixo longitudinal e radial respectivamente, e a um metro de altura, relativo ao chão da câmara, coincidente com o eixo do compressor, o terceiro microfone está situado a 30 cm de distância do topo do compressor, eixo vertical, z. Os três acelerómetros encontram-se distribuídos pela carcaça do compressor, estando um posicionado na zona superior do *fixed scroll*, o segundo encontra-se na zona lateral do *center housing* e o último está posicionado no *mounting lug* de cota Z mais reduzida, ver Figura 1.3 e Figura 2.7.

Este é um teste que demora aproximadamente 90 minutos, sendo as características do mesmo bastante semelhantes às efetuadas no calorímetro, aqui pretendesse que o compressor esteja numa zona estável de funcionamento. Não adianta realizar uma análise de NVH se as condições de funcionamento não forem as mais indicadas, para tal, é necessário monitorizar vários parâmetros de funcionamento, nomeadamente:

- Quantidade de óleo no sistema;
- Quantidade de refrigerante no sistema;
- Pressões de admissão/descarga;
- Valores de *Superheat* e *Subcool*.

É necessário ter também atenção à configuração das tubagens e todos os componentes do sistema de climatização, evaporador, condensador, sensores e fontes de alimentação. Muitos parâmetros têm de estar de acordo com as especificações de teste apresentadas pelo cliente. Considerando que este é um dos melhores sistemas de análise existentes na empresa, é aqui que são realizados todos os testes de validação de *design*.



Figura 2.3. Bancada de teste Alemanha #1



Figura 2.7. Bancada de teste Alemanha #2

2.2 Relação entre sistemas

De modo a entender a relação entre os resultados obtidos em cada um dos sistemas de análise, analisou-se quatro compressores no testador funcional, na bancada de teste em *Kerpen* e por último no veículo, sendo este também realizado numa câmara semi-anecoica. O gráfico 1 apresenta os resultados obtidos na medição de SPL, Sound Pressure Level, para quatro compressores enumerados de #1 a #4. É de referir que esta comparação não foi realizada ao longo da dissertação, no entanto, é importante uma vez que, é a única que compara os sistemas existentes com testes em veículo.



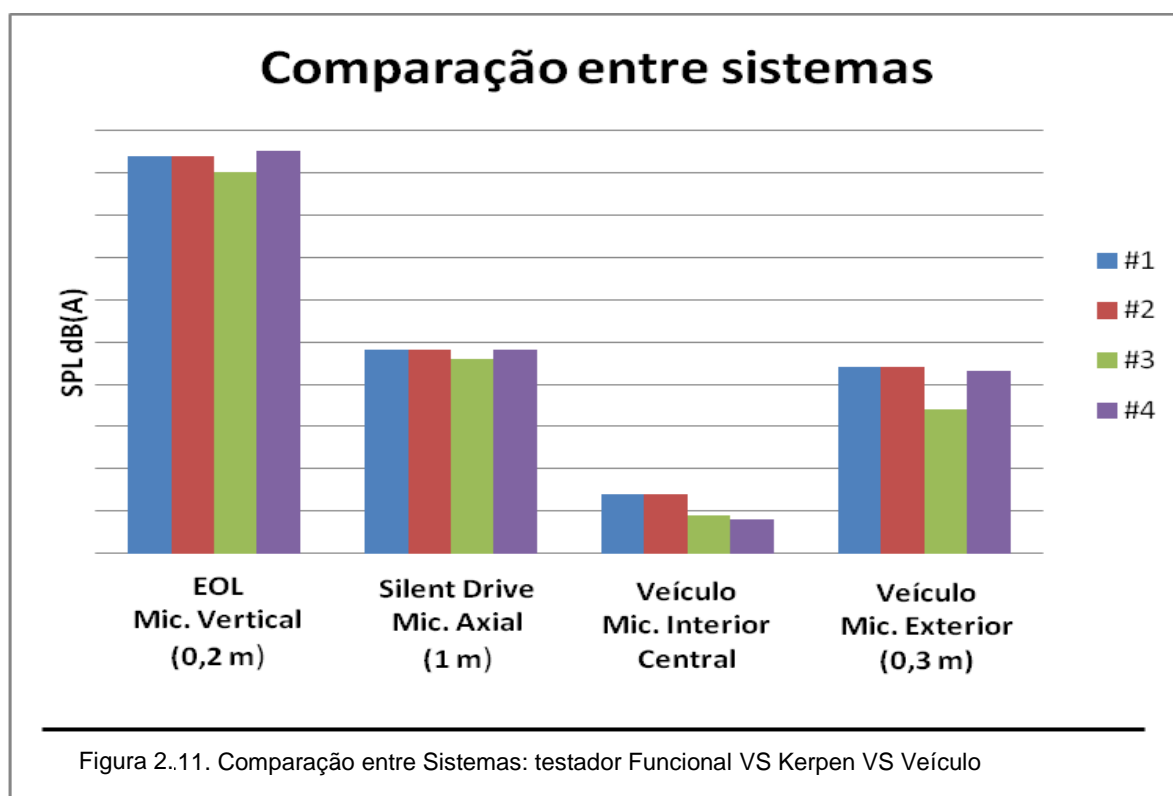
Figura 2.3. Funcional



Figura 2.9. Alemanha



Figura 2.10. Carro



Pela análise aos dados obtidos em cada um dos sistemas, verificamos que o ranking dos compressores é idêntico nos diferentes sistemas de análise, ou seja, o compressor com menor nível de ruído é maioritariamente o mesmo, independentemente do sistema utilizado. Os restantes três

compressores apresentam valores bastante próximos, havendo no entanto, uma relação entre eles. O teste em que o microfone é posicionado no interior do veículo, apresenta resultados pouco conclusivos, uma vez que, o isolamento acústico no interior do mesmo não é uniforme para toda a gama de frequências.

Apesar das condições de teste na linha de montagem não serem as melhores, provou-se pela comparação anteriormente apresentada, que é possível monitorizar a produção de acordo com a exigência do cliente. Deste modo, basta definir limites de teste que garantam que todos os produtos entregues ao cliente apresentarão bom desempenho em condições de funcionamento. Estes limites estão em constante supervisão e desenvolvimento, tentando assim garantir um melhoramento constante do produto.

2.3 Câmara Semi-Anecóica

A fábrica de Palmela apresentava nas suas instalações uma câmara semi-anecoica desprovida de um sistema de análise, ver Figura 2.11 e Figura 2.12. Esta é proveniente da *Visteon Eletrônica* e apresenta as seguintes dimensões interiores: 2 X 1,5 X 2,10 m respectivamente, comprimento, largura e altura. O isolamento acústico não se encontra nas melhores condições, este é constituído por absorvedores porosos com forma ondular e interior oco, espessura de 25 mm e amplitude de onda máxima de 250 mm. De modo a ser mais resistente a impactos, o isolamento apresenta reforços interiores de espuma nas zonas de maior amplitude. Este é aplicado nas laterais e topo da câmara, não existindo qualquer tipo de isolamento no chão, sendo por isso, apenas considerada semi-anecóica. O isolamento de vibração é efetuado por molas presentes em cada um dos apoios da câmara.

As paredes são constituídas exteriormente por chapa laminada e interiormente por pladur, existindo uma camada de lã de rocha no intervalo das duas. A câmara apresenta duas portas, não havendo isolamento sonoro na superfície da porta interior.



Figura 2.12. Câmara semi-anecoica #1



Figura 2.13. Câmara semi-anecoica #2

A vizinhança da câmara não é de todo adequada a testes de vibração e de ruído, além de todo o circuito de refrigeração que é necessário ao teste, esta ainda se encontra ladeada por dois calorímetros que estão em constante funcionamento, e na proximidade de nove testadores de durabilidade, que devido às características dos testes, se encontram quase sempre em funcionamento, ver Figura 2.14.



Figura 2.14. Câmara semi-anecoica: Vizinhança

2.3.1 Teste de isolamento

Foi realizado um teste de isolamento sonoro, de modo a quantificar o mesmo, com as seguintes condições:

- Utilização do ruído ambiente como fonte sonora;
- Dia chuvoso, ruído ambiente de maior intensidade.

Para a realização do teste, recorreu-se a dois microfones, um posicionado no interior da câmara e outro no exterior da mesma. O microfone interior estava direcionado para a zona de menor isolamento, a porta, e encontrava-se a uma cota de 116,5 cm relativamente ao chão da câmara. Por sua vez, o microfone exterior estava também ele direcionado para a porta, com um afastamento de 87,5 cm para a mesma e uma altura de 89,5 cm relativa ao chão do edifício.

Ambos os microfones encontravam-se calibrados, tendo-se no entanto realizado uma confirmação da mesma através da utilização de um calibrador de som da *Brüel & Kjær* modelo 4231. Este equipamento emite a uma frequência de 1 KHz, frequência de referência para as redes internacionais standardizadas, 94 dB de SPL com uma precisão de $\pm 0,2$ dB. É importante referir que este equipamento também se encontrava calibrado por entidade certificada à data do teste.

Os resultados da verificação foram positivos, garantindo assim, que ambos os microfones estavam aptos para a medição de som. Os resultados encontram-se nas figuras 2.15. e 2.16.

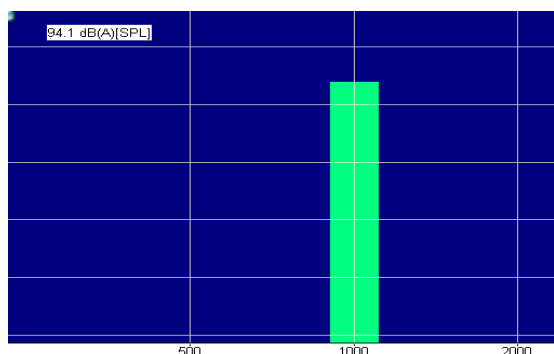


Figura 2.15. Microfone #1: Verificação de calibração (by Head Noise)

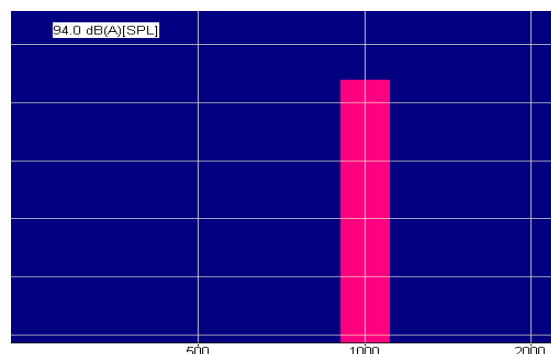


Figura 2.16. Microfone #2: Verificação de calibração (by Head Noise)

O passo seguinte consistiu na configuração do canal de medição, para tal, recorreu-se à função de calibração existente no *software* de medição, *Head Noise*. Esta retorna um fator de calibração que está maioritariamente relacionado com o *hardware* de aquisição de dados e com as propriedades dos cabos utilizados.

Os dois parâmetros utilizados para a configuração dos canais de medição, são a sensibilidade do microfone, parâmetro apresentado pelo fabricante nas características do mesmo, e pelo fator de calibração.

Calibration Sheet of HEAD Simple Recorder; 4/10/2015; 9:23:59 AM				
Program Version: 1.03.300.1				
Number of Sensors: 2				
Channel	S.Name	Sensitivity	Cal.Dat	Cal.Fact.
In1	Mic_IN	0.0501	04/10/2015	1.0199998092651
In2	Mic_OUT	0.0509	04/10/2015	1.03100001811981

Figura 2.17. Teste de isolamento: Parâmetros de calibração de canal (*Head Noise*)

Configurados os canais, procedeu-se à gravação dos dados, obtendo-se no fim duas curvas de ruído, uma correspondente ao microfone localizado no interior da câmara e outra correspondente ao mesmo localizado no exterior. De modo a minimizar a ocorrência de erros aleatórios durante a medição, é requerido que a duração da aquisição de dados permita a repetibilidade de resultados, sendo assim, esta teve a duração de 120 s. A análise de isolamento foi efetuado no *Artemis SUITE* e consiste na comparação das duas gravações segundo as mesmas características de análise. A diferença entre as duas curvas representa o nível de isolamento presente na câmara, a figura 2.18. está associada ao teste realizado no dia chuvoso.

Posteriormente a este teste, foi adicionado à análise o registo de um compressor em funcionamento no interior da câmara de teste. Para garantir uma análise isolada de ruídos externos ao compressor em estudo, seria importante garantir que os níveis de ruído associados ao compressor fossem sempre superiores aos níveis registados para o ruído ambiente no interior da câmara. Tal facto foi verificado, ver Figura 2.18.

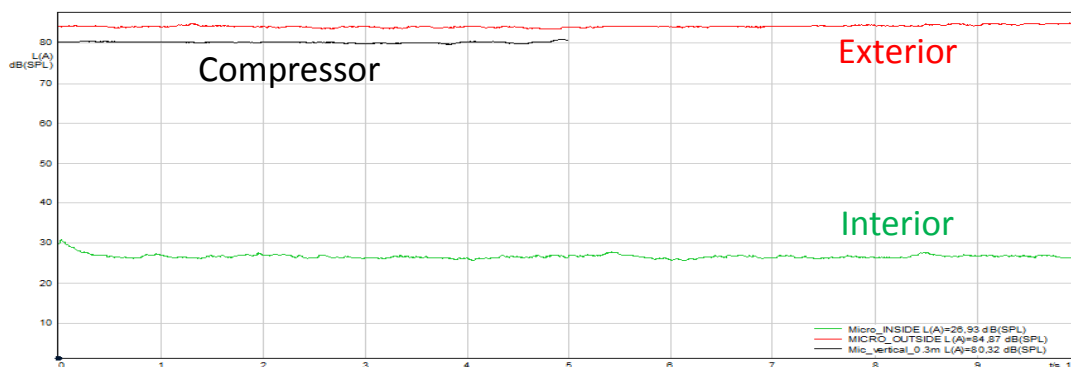
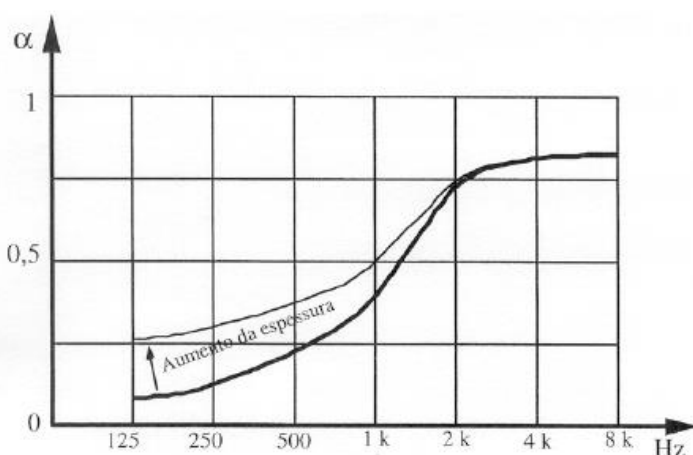


Figura 2.18. Câmara semi-anecoica: Isolamento acústico – *Level VS Time* (Artemis)

Para uma investigação completa, utilizou-se dois tipos de análises, *Level VS Time* e *FFT Average*, deste modo, obtemos conclusões no domínio do tempo e da frequência.

A análise de *Level VS Time* permite-nos observar a variação de SPL registada pelo microfone ao longo do tempo. Pela comparação dos dois registos, podemos concluir que a câmara possibilita um isolamento acústico médio de 55 dB(A), verificados no teste realizado no dia chuvoso, ver Figura 2.18. Por outro lado, a análise de FFT permitiu-nos identificar em que frequência existe maior dificuldade de isolamento para o sistema em estudo, ver Figura 2.20. Pela comparação dos dois sinais, verificou-se que a baixas frequências a capacidade de isolamento da câmara é menor, tal facto era previsível, uma vez que, diferentes gamas de frequências requerem diferentes tipos de absorsores. Para baixas frequências o coeficiente de absorção sonora, α , para isolantes acústicos do tipo poroso é bastante reduzido, confirmando assim, os resultados obtidos no teste de isolamento. A figura 2.19 apresenta a variação do coeficiente de absorção sonora na gama de frequências, para materiais do tipo poroso.



O aumento de espessura do isolante permite melhorar a absorção acústica de baixas frequências.

Figura 2.19. Materiais Porosos: Coeficiente de absorção sonora (IPT - ESTT, 2008)

Os valores negativos presentes na figura 2.19. advêm da fórmula de cálculo, equação seguinte:

$$L_p = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right)$$

Onde L_p representa o nível de pressão sonora em dB, p a pressão sonora e p_0 a pressão sonora de referência (2×10^{-5}) ambos em Pa. Valores de p inferiores a p_0 resultam em níveis de pressão sonora negativos.

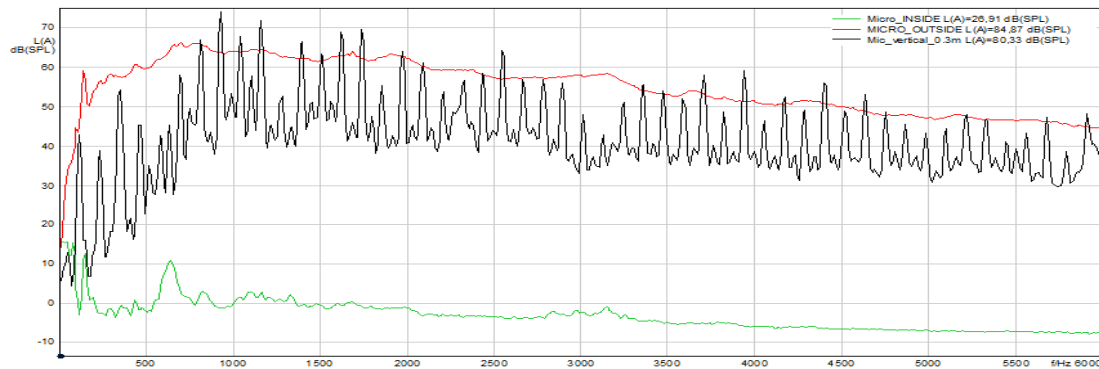


Figura 2.20. Câmara semi-anecoica: Isolamento acústico – FFT (*Artemis*)

De notar que todos os equipamentos adicionados à câmara foram desenvolvidos/escolhidos para que não influenciassem a capacidade de isolamento da mesma, bem como diminuíssem a possível reflexão sonora nos mesmos. Tudo o que adulteraria as condições de teste ou resultados da análise foi eliminado do sistema.

3. Condições de Ensaio Propostas

Com o desenvolvimento da propulsão híbrida, verificou-se um aumento da exigência por parte dos clientes para com todos os outros sistemas indispensáveis ao funcionamento e bem-estar do automóvel. Deste modo, a *Hanon Systems* encontra-se em constante desenvolvimento do produto, de modo a acompanhar as necessidades de mercado, bem como, aumentar a sua cota no mercado de HVAC automóvel. Assim, faz todo o sentido ter um sistema que permita uma análise pormenorizada do compressor de A/C.

O sistema implementado na *Hanon Systems*, que serviu como base à dissertação, encontra-se localizado no *Model Shop*, este sistema é constituído pela câmara semi-anecoica, anteriormente apresentada, um sistema de fixação do compressor e todo um *setup* que garante o perfeito funcionamento do compressor. Todos os componentes influenciam o resultado final da análise, tendo sido por isso, pensados ao pormenor de modo a garantir um equilíbrio entre a análise de vibração e ruído, uma vez que, nem sempre a melhor configuração para a análise de ruído é a mais adequada para a análise de vibração. Sendo que o resultado final apresenta um compromisso entre as duas análises.

Tentou-se idealizar um sistema de análise que fosse compatível com os dois tipos de compressores desenvolvidos pela empresa na fábrica de Palmela, compressores VS (*variable swachplate*) com propulsão mecânica. Esta tecnologia recorre a uma correia que associada a um sistema de polias obtém a sua propulsão diretamente do movimento de rotação do motor. Este sistema é muito mais complexo do que um sistema de análise de compressores elétricos, uma vez que, o isolamento da vibração proveniente do motor de propulsão é muito mais complicado, além de que a câmara não apresenta as melhores características para este sistema. Ficando assim o sistema de análise exclusivo a compressores com fonte de propulsão elétrica, esta energia provém da interação de campos eletromagnéticos, podendo estes serem compressores de produção ou compressores protótipos.

Neste capítulo apresenta-se a avaliação das características dinâmicas do sistema de fixação do compressor. Recorreu-se ao método experimental e numérico para realizar a análise de fenómenos vibratórios da estrutura. Serão apresentados os resultados obtidos pelo método experimental, pela simulação de elementos finitos bem como o desenvolvimento da estrutura ao longo do projeto.

3.1 Desenvolvimento do sistema de fixação - *bracket*

O sistema de fixação do compressor no interior da câmara de ensaios é um dos componentes com maior influência nos resultados obtidos aquando da análise de compressores. Este sistema não pretende simular as condições de fixação do compressor no automóvel, mas sim, tornar os resultados isentos de influências externas ao sistema. Sabendo que as análises de vibração e ruído requerem condições de teste distintas, tentou-se durante o seu desenvolvimento, encontrar um equilíbrio entre ambas. Enquanto a análise de ruído prevê a utilização de suportes de reduzidas dimensões, diminuindo a reverberação e difração do som em estudo, a análise de vibração recorre a suportes rígidos e robustos, com elevadas frequências naturais, de modo a evitar fenómenos de ressonância na gama de funcionamento do compressor.

A combinação da rigidez de toda a estrutura de teste aliada à sua massa é essencial para a qualidade dos dados captados. Um sistema com uma rigidez elevada permite uma boa leitura de excitações de elevadas frequências, no entanto, torna difícil a captação de estímulos de baixa frequência. As baixas frequências demonstram-se extremamente importantes, uma vez que são estas que são transmitidas até ao interior da cabine de passageiros, quer pelo chassi do automóvel, quer pela coluna de direção ou mesmo pelos canais do sistema de climatização. A gama de frequências entre os 50 e 250 Hz é a de maior sensibilidade para os passageiros.

O sistema de suporte do compressor foi desenvolvida com a ajuda do laboratório de desenvolvimento da Alemanha, pretendeu-se que existisse uma semelhança entre o nosso suporte e o deles, no entanto, nunca houve limitações de *design*, o que torna o projeto mais estimulante.

3.1.1 Análise Numérica

A utilização do método dos elementos finitos em estudos de características dinâmicas permite uma análise pormenorizada das frequências naturais e modos de vibração de estruturas. O desenvolvimento de produto, bem como o cumprimento de requisitos de projeto, criaram a necessidade de conhecer os modos de vibração de estruturas antes da sua criação. Graças à complexidade de certos sistemas, a análise torna-se impraticável e a avaliação experimental, nos tempos modernos, apresenta custos que se querem evitar. Os custos mínimos e o tempo de preparação da experiência mais baixo que no caso físico, tornam o estudo por elementos finitos uma alternativa válida aos outros métodos.

Para a presente dissertação, a simulação computacional teve importante relevância para o desenvolvimento do sistema de fixação bem como para a validação dos resultados obtidos experimentalmente. Foram utilizados três programas diferentes para o estudo da estrutura, *Abaqus*, *CATIA* e *SolidWorks Simulation*, sendo o primeiro o único que é exclusivamente dedicado à análise por elementos finitos, o segundo é um *software* de CAD,CAM e CAE e o último apresenta-se como

um *software* de CAD. As análises realizadas em *Abaqus* e *CATIA* foram realizadas por equipes especializadas da empresa, e as efetuadas em *SolidWorks Simulation* foram as que permitiram o desenvolvimento da *bracket* ao longo da dissertação.

▪ Dependência da Malha

Uma das características com maior relevância na análise por elementos finitos é a qualidade da malha. Para tal, foi realizado um estudo da dependência da malha por forma a entender os efeitos da refinação sobre as características dinâmicas da estrutura. Uma malha menos pormenorizada, menos densa, permite tempos de cálculo menores, mas introduz maiores erros de discretização. Por sua vez, uma malha mais refinada aumenta o tempo de criação de malha bem como o tempo de cálculo, no entanto, os resultados obtidos demonstram-se mais precisos. É essencial encontrar um equilíbrio entre o tempo despendido na criação de malha e o tempo de cálculo, garantindo a qualidade dos resultados obtidos.

O primeiro modelo desenvolvido para a estrutura de fixação serviu como base de estudo para a dependência da malha.

As simulações que recorreram ao *Abaqus* e ao *CATIA* serviram como ponto de comparação à malha utilizada em *Solidworks*, deste modo, foram testados diferentes refinamentos de malha até se obter uma relação adequada entre o tempo de simulação e a qualidade dos resultados adquiridos.

Os resultados obtidos como referência são apresentados na tabela 3.1.

Tabela 3.1. Frequências Naturais: *Abaqus* e *CATIA*

Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]		
	Abaqus		CATIA
	Tetra - Mesh	Hexa - Mesh	
1	393,91	389,53	397,96
2	603,81	590,27	617,13
3	1013,77	1007,59	997,07
4	1578,92	1551,38	1566,19

Nº de Elementos	118412	74728
Tamanho Médio [mm]	3	3

A pequena diferença encontrada para as frequências naturais não influencia os modos de vibração da estrutura. Estes serão apresentados mais adiante aquando da simulação em *SolidWorks*.

Foram realizados três ensaios com refinação de malha diferente, o domínio de estudo é tridimensional e a geometria da peça constante. Em todos os ensaios manteve-se constante o material, AISI 4340 normalizado, este apresenta uma densidade de 7850 Kg/m^3 , mais propriedades são apresentadas no anexo A. As malhas utilizadas são apresentadas na Figura 3.1.

As três malhas utilizadas apresentavam as mesmas características, variou apenas a refinação da mesma. A primeira malha ensaiada apresentava 12 mm de tamanho médio de elemento, a segunda 6

mm e a última 3 mm. Os ensaios foram realizados sobre a condição de corpo livre-livre e os componentes constituintes do sistema de fixação são interligados rigidamente.

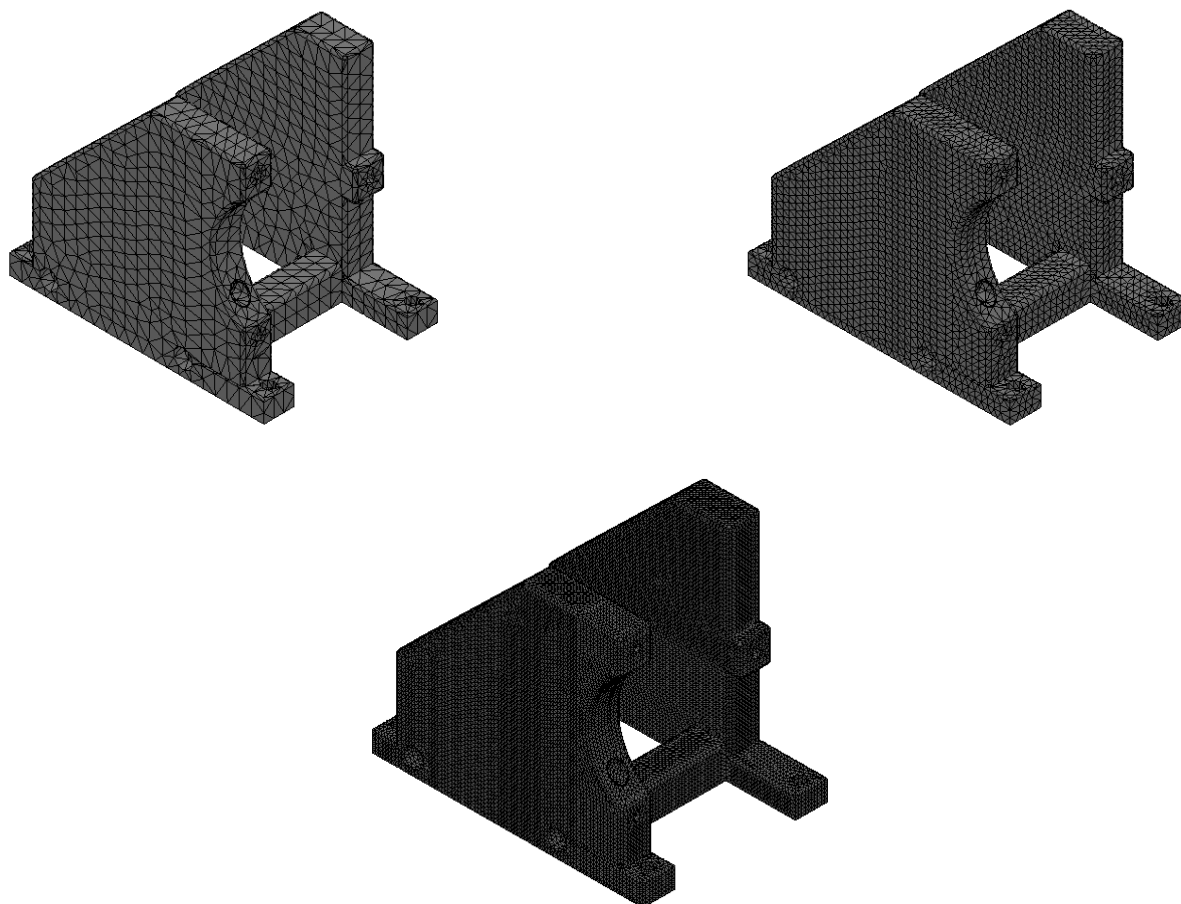


Figura 3.1. Malhas ensaiadas (*SolidWorks Simulation*)

Os resultados obtidos para cada uma das simulações são apresentados na tabela 3.2.

Tabela 3.2. Frequências Naturais (*Solidworks*) - Estudo da Malha

Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]		
	<i>SolidWorks</i>		
	1º Ensaio	2º Ensaio	3º Ensaio
1	384,23	382,37	382,07
2	587,07	585,59	585,28
3	1070,48	996,04	995,93
4	1627,77	1535,51	1534,12

Nº de Elementos	9841	72174	136714
Tamanho Médio [mm]	12	6	3

Tabela 3.3. Estudo da Malha - Tempos de Simulação

Ensaio	Tempos de Simulação	
	Malha	Análise
1	00:01:26	~00:05:00
2	00:01:12	~00:20:00
3	00:09:31	~01:15:00

Por comparação dos resultados obtidos entre o primeiro e o segundo ensaio verificamos uma grande discrepância para o terceiro e quarto modo de vibração. Tendo em conta os valores de referência, ver tabela 3.1., o segundo ensaio apresenta-se mais exato. Confrontando agora o terceiro ensaio, observamos que os resultados obtidos são quase idênticos. Tendo em consideração os tempos gastos em cada uma das simulações e a qualidade dos resultados obtidos, concluímos que o refinamento utilizado no terceiro ensaio não é justificativo.

O *Abaqus* é considerado um *software* de referência para análise de elementos finitos, comparando os resultados obtidos no segundo ensaio da simulação em *SolidWorks Simulation*, com os obtidos na simulação realizada em *Abaqus*, identifica-se um desvio máximo de 1,84 % para o primeiro modo de vibração. Os modos de vibração são a forma como a estrutura vibra a cada frequência natural. Quando componentes estruturais ou sistemas mecânicos são excitados na periferia de frequências naturais, podem ocorrer fenómenos de ressonância que consequentemente podem provocar mau funcionamento ou tornar o equipamento inoperacional, ou podem colocar em perigo os seus utilizadores.

Os modos de vibração foram apenas obtidos por simulação numérica e são apresentados seguidamente.

É sabido que superfícies curvas necessitam de malhas com elementos mais refinados, no entanto, conclui-se que a utilização de elementos de tamanho médio de 6 mm é suficiente para as análises realizadas.

Tabela 3.4. Frequências Naturais - *Abaqus* VS *SolidWorks*

Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]		
	<i>Abaqus</i>	<i>SolidWorks</i>	Desvio
	Hexa - Mesh	2º Ensaio	
1	389,53	382,37	1,84%
2	590,27	585,59	0,79%
3	1007,59	996,04	1,15%
4	1551,38	1535,51	1,02%

Tendo em mente que a simulação por elementos finitos servirá apenas como fator de comparação para diferentes designs, e tendo em consideração que as suas complexidades são idênticas, conclui-se que o *SolidWorks Simulation* é um programa adequado à análise pretendida, por limitações de *hardware* não se tirou partido das totais capacidades do *software*.

3.1.2 Evolução do Modelo

Todo este estudo teve como foco o suporte de fixação, sabendo-se que a adição do compressor ao estudo alteraria os resultados obtidos. No entanto, o objetivo principal é garantir que independentemente do modelo de compressor em análise, a estrutura é a mais adequada aos ensaios.

O primeiro modelo desenvolvido pretendia diminuir a influência do sistema de fixação na análise de ruído. Desta forma, criou-se um sistema de reduzidas dimensões com poucas superfícies de reflexão.

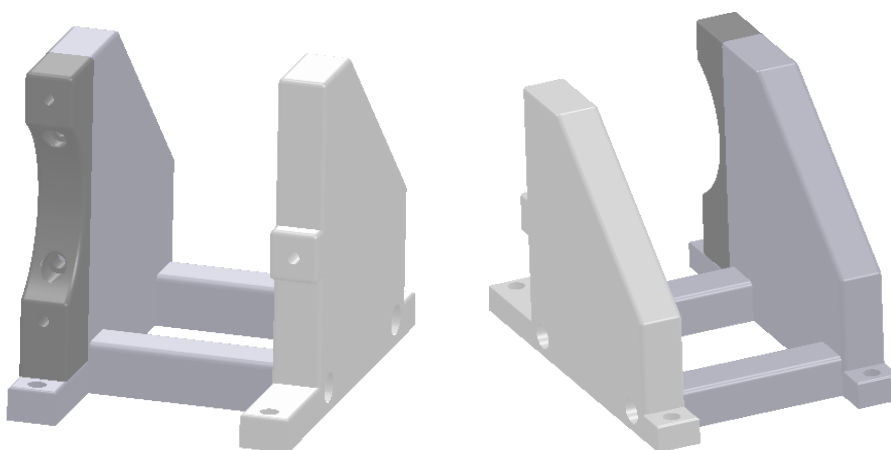


Figura 3.2. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 1 (Inventor)

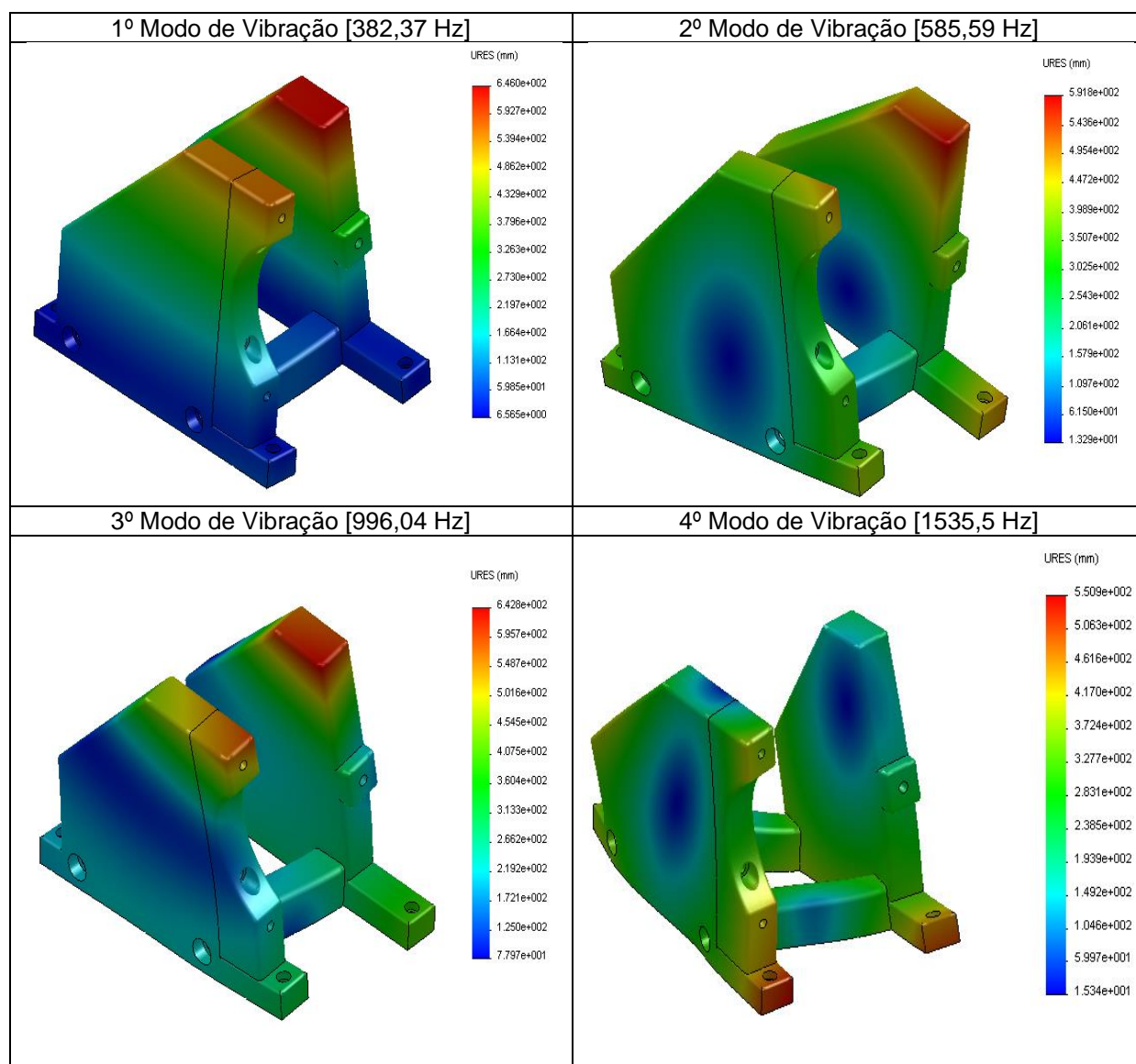
Tabela 3.5. Desenvolvimento da *Bracket*. Modelo 1 - Frequências Naturais

Modos de Vibração	Solidworks
	Frequências Naturais [Hz]
1	382,37
2	585,59
3	996,04
4	1535,5

Nº de Elementos	72174
Tamanho Médio [mm]	6

Analisando as frequências naturais obtidas, concluímos que a tentativa de otimização acústica prejudicou em muito a análise de vibração, uma vez que o modelo não oferecia rigidez suficiente, ver tabela 3.6, estando esta em grande parte relacionada com a ausência de um suporte aos braços de fixação.

Tabela 3.6. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 1 - Modos de Vibração (*SolidWorks Simulation*)



Os modos de vibração apresentam deslocamentos relativos na estrutura. Estes deslocamentos ao serem constrangidos poderiam resultar em forças aplicadas ao compressor, podendo provocar defeitos estruturais como fissuras nos *mounting lugs*.

O modelo seguinte pretendeu diminuir os deslocamentos relativos observados na zona de fixação, resultando num modelo com maior rigidez mas também com maiores zonas de reflexão em termos acústicos.

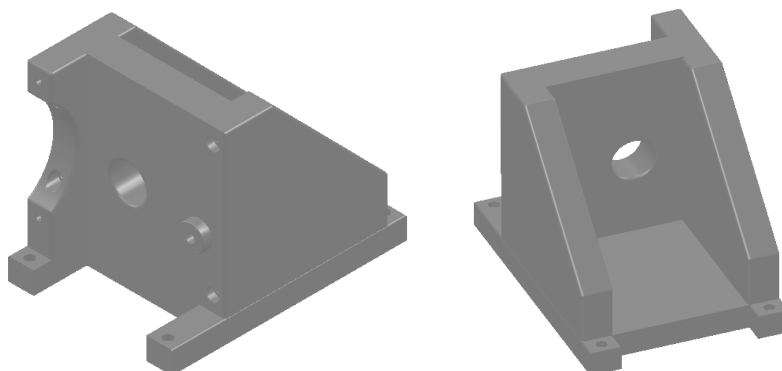
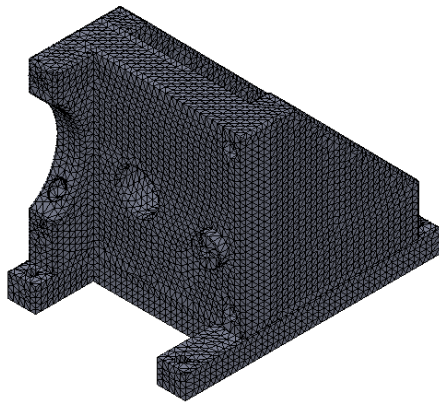


Figura 3.3. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 (*Inventor*)



O furo realizado na peça frontal tem a finalidade de permitir a passagem do tubo de *back pressure*.

Esta pressão pode ser um dos pontos a monitorizar ao longo do teste, esta quantifica a pressão exercida sobre o *orbiting scroll*. Uma pressão insuficiente resulta em movimentos instáveis causando vibração e compressão incompleta.

Figura 3.4. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 – Malha (*SolidWorks Simulation*)

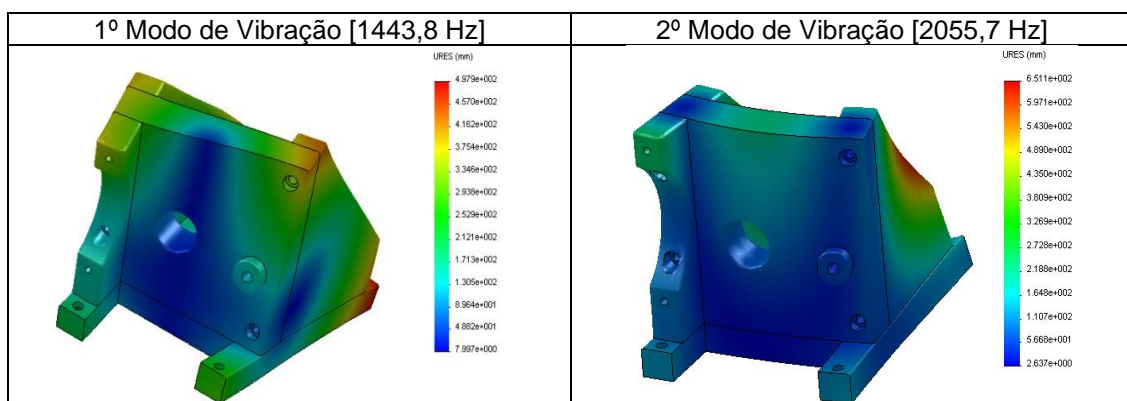
Tabela 3.7. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 - Frequências Naturais

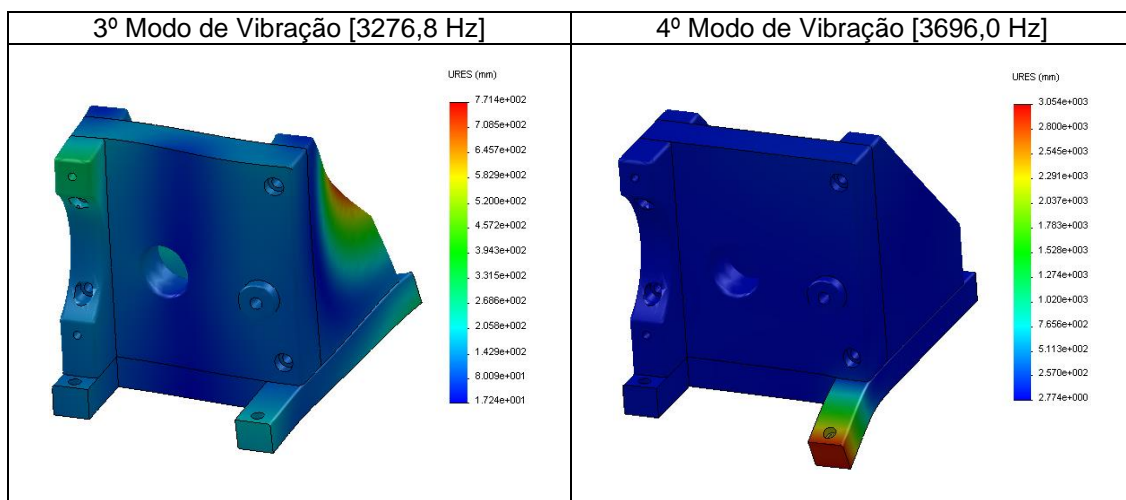
Solidworks	
Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]
1	1443,8
2	2055,7
3	3276,8
4	3696,0

Nº de Elementos	116939
Tamanho Médio [mm]	6

Apesar da sua maior rigidez, a posição dos reforços verticais, continua a permitir um certo deslocamento relativo entre os dois planos de fixação do compressor. De modo a minimizar este fenómeno, o modelo seguinte focou-se na compactação.

Tabela 3.8. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 2 – Modos de Vibração (*SolidWorks Simulation*)





Apesar de os dois modelos atuais de compressores elétricos terem os mesmos pontos de fixação, não implica que futuros modelos venham a ter as mesmas cotas, sendo esta outra fraqueza do modelo apresentado, pouca adaptabilidade a novos modelos.

Na tentativa de contornar os factos anteriormente apresentados, desenvolveu-se o modelo 3.

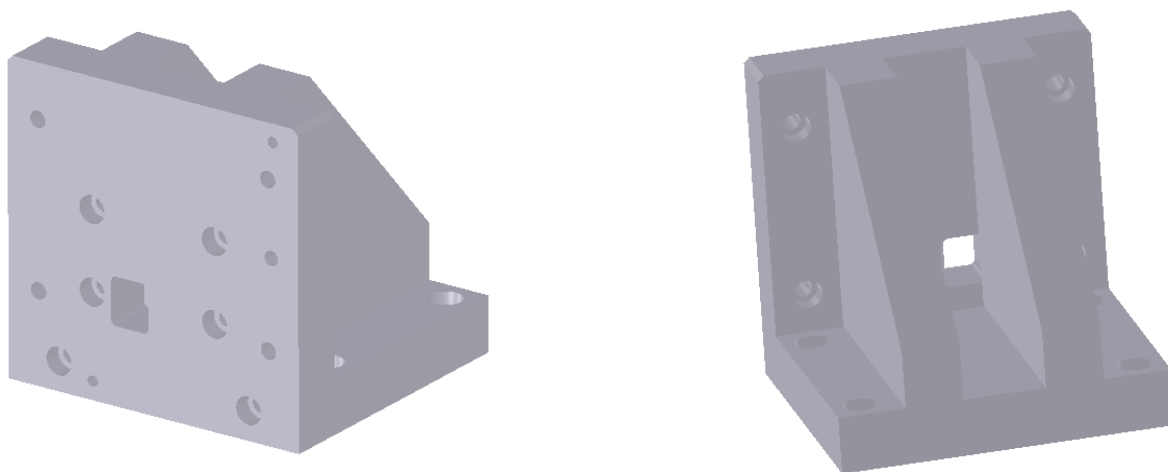


Figura 3.5. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 (*Inventor*)

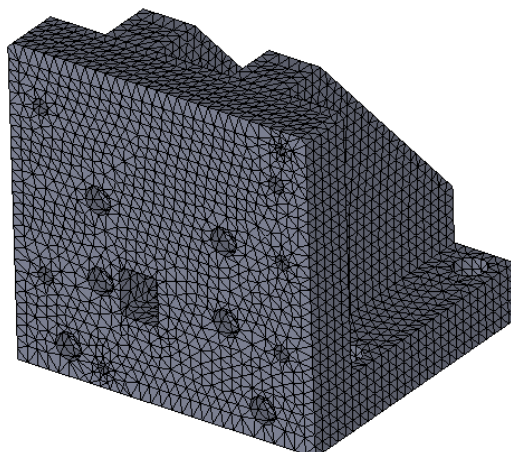


Figura 3.6. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 – Malha (*SolidWorks Simulation*)

Nesta configuração todos os pormenores foram tidos em conta. Toda a furação foi projetada para não estar na superfície de reflexão do compressor.

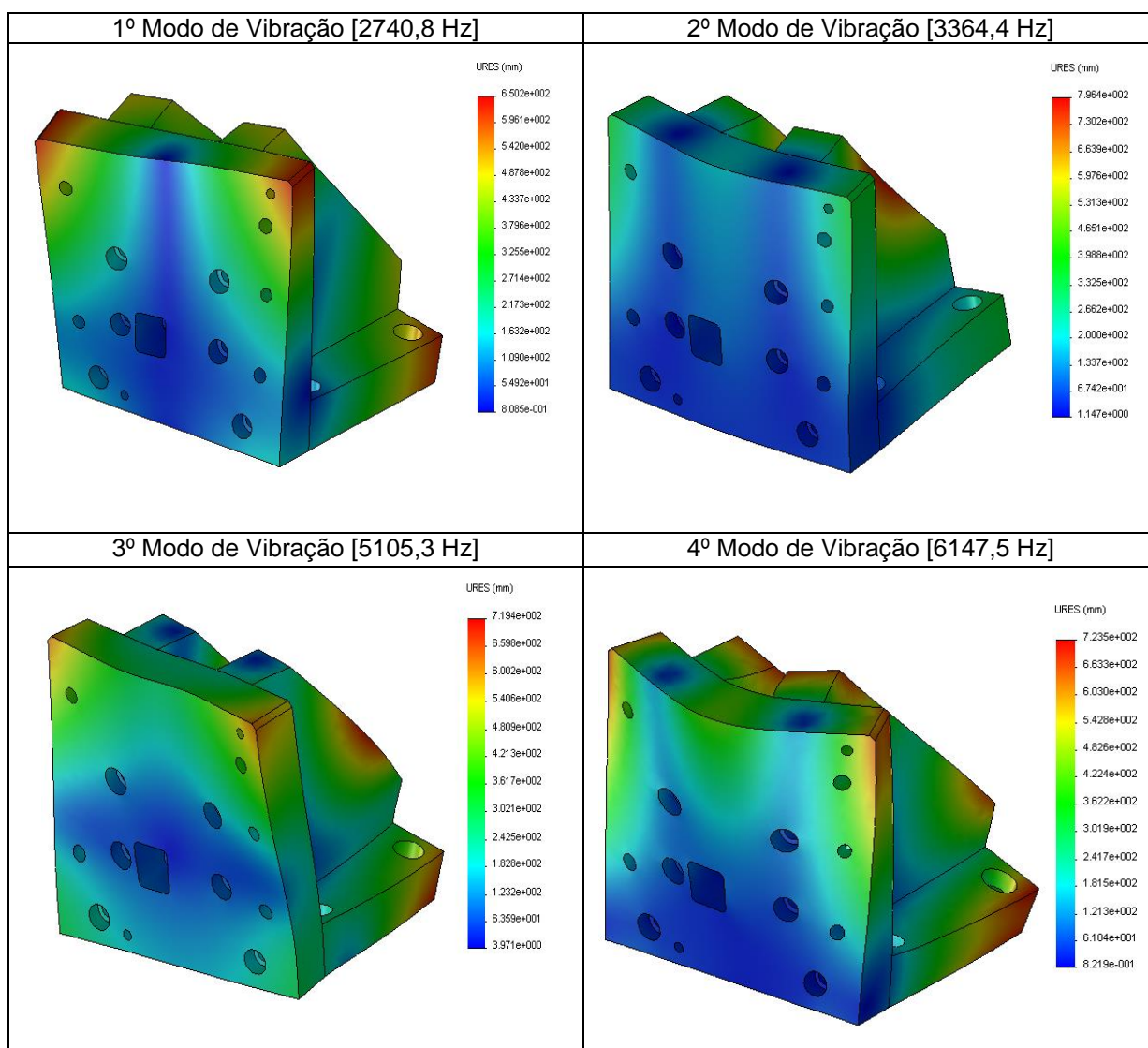
Pelos valores na tabela 3.9. verificamos um aumento considerável das quatro primeiras frequências naturais.

Tabela 3.9. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 - Frequências Naturais

Solidworks	
Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]
1	2740,8
2	3364,4
3	5105,3
4	6147,5

Nº de Elementos	101064
Tamanho Médio [mm]	6

Tabela 3.10. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo 3 - Modos de Vibração (*Inventor*)



Este terceiro modelo é muito mais compacto, a passagem dos suportes verticais para uma zona central, quer da peça frontal, quer da base, melhora em muito o seu suporte, bem como diminui a sua amplitude de vibração.

Considerando os dois primeiros modos de vibração, observam-se deslocamentos relativos ao longo da estrutura, mas graças à compactação da mesma, o movimento relativo entre *mounting lugs* é inferior.

Este novo modelo varia também a forma como o compressor é montado no sistema, em vez de a montagem ser direta à peça frontal, esta é realizada a uma nova peça designada por “bolacha”. Assim, aquando da necessidade de teste de novos protótipos, apenas a bolacha é trocada para uma com cotas adequadas. Desta forma melhorou-se o problema de adaptabilidade do modelo anterior.

A bolacha também requereu alguma atenção, uma vez que estando diretamente ligada ao compressor, esta é a principal responsável pela reverberação do som emitido. Foram avaliados dois modelos distintos, ver Figura 3.7 e Figura 3.8.

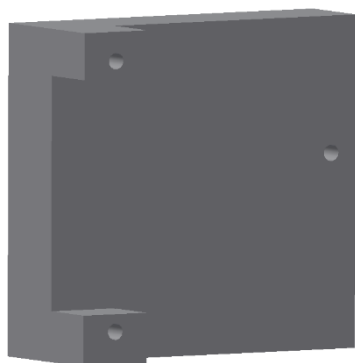


Figura 3.7. Desenvolvimento do sistema de fixação - Bolacha 1 (*Inventor*)

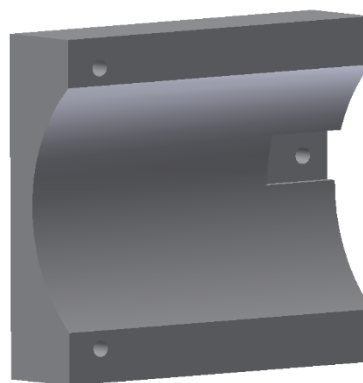


Figura 3.8. Desenvolvimento do sistema de fixação - Bolacha 2 (*Inventor*)

O primeiro modelo, figura 3.7, apresenta uma configuração básica de suporte do compressor onde duas saliências de forma paralelepípedica perfazem a diferença de cotas existente entre os *mounting lugs*. O segundo modelo, figura 3.8, apresenta uma forma semicircular de modo a reforçar a zona de suporte do compressor, diminuindo assim as amplitudes de vibração verificadas na mesma.

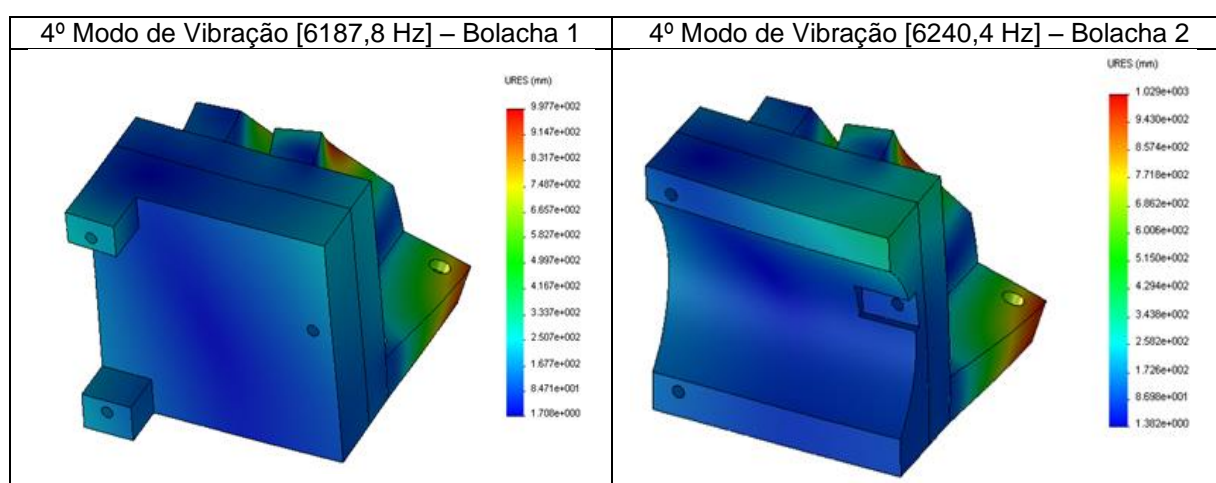
A tabela 3.11. apresenta os valores obtidos para o sistema de fixação + bolacha.

Tabela 3.11. Modelo 3: Frequências Naturais - Bolacha 1 VS Bolacha 2

Solidworks		
Frequências Naturais [Hz]		
Modos de Vibração	C/ Bolacha 1	C/ Bolacha 2
1	3277.3	3080.8
2	4015.3	3951.6
3	4792.3	4617.6
4	6187.8	6240.4

Nº de Elementos	137663	122170
Tamanho Médio [mm]	6	6

A adição de mais um elemento ao sistema torna-o mais robusto e consequentemente, influencia positivamente as frequências naturais do mesmo. Analisando os modos de vibração da estrutura final, confirmamos um menor deslocamento relativo entre *mounting lugs* para a bracket constituída pela bolacha 2.

Tabela 3.12. Desenvolvimento da *Bracket*: Bolacha 1 VS Bolacha 2 - Modos de Vibração (SolidWorks Simulation)

Apesar da vantagem estrutural dos modelos semicirculares, estes dificultam a propagação direta do som, tendo-se assim optado pelo modelo com a bolacha 1. Confirma-se que as saliências não têm grande impacto na medição de vibração, uma vez que, a sua forma paralelepípedica resulta em pequenas amplitudes de vibração.

Concluído todo o sistema de fixação do compressor, resta saber como é que este é suportado durante o ensaio. Certo seria a utilização de sinoblocos entre a *bracket* e a mesa de suporte. Resultante da sua constituição era previsível a sua flexão aquando do carregamento destes com o conjunto *bracket* e compressor. Tendo em conta a posição descentralizada do centro de massa do conjunto bracket mais compressor, a força aplicada em cada um dos apoios seria distinta resultando num desequilíbrio estático do sistema. Por forma a contrariar este fenómeno decidiu-se adicionar uma placa à *bracket* e a coincidência dos centros de massa resultaria num equilíbrio de forças aplicado

aos sinoblocos. O estudo de cotas foi realizado em CATIA, recorrendo à função de cálculo de centro de massas, adiante estas serão apresentadas no modelo de produção. Na prática este processo não é 100 % exato, pois os compressores não apresentam todos a mesma distribuição de massa, no entanto é considerado como uma excelente aproximação.

Era sabido que esta última decisão não ia de encontro a todo o processo de aumento das frequências naturais do sistema. O primeiro modelo estudado era constituído por uma base paralelepípedica, conforme figura 3.9.

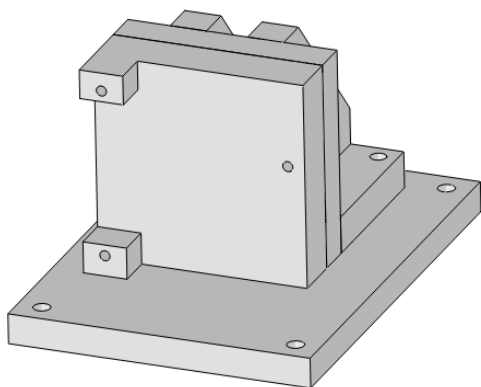


Figura 3.9. Sistema de fixação + Placa inferior 1 (SolidWorks Simulation)

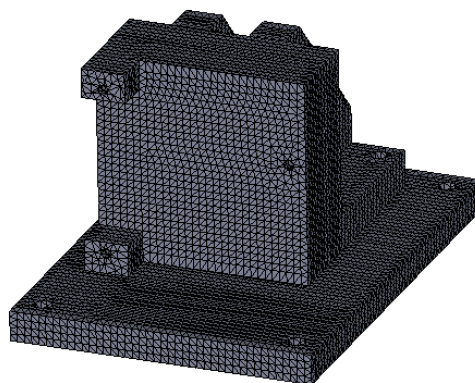


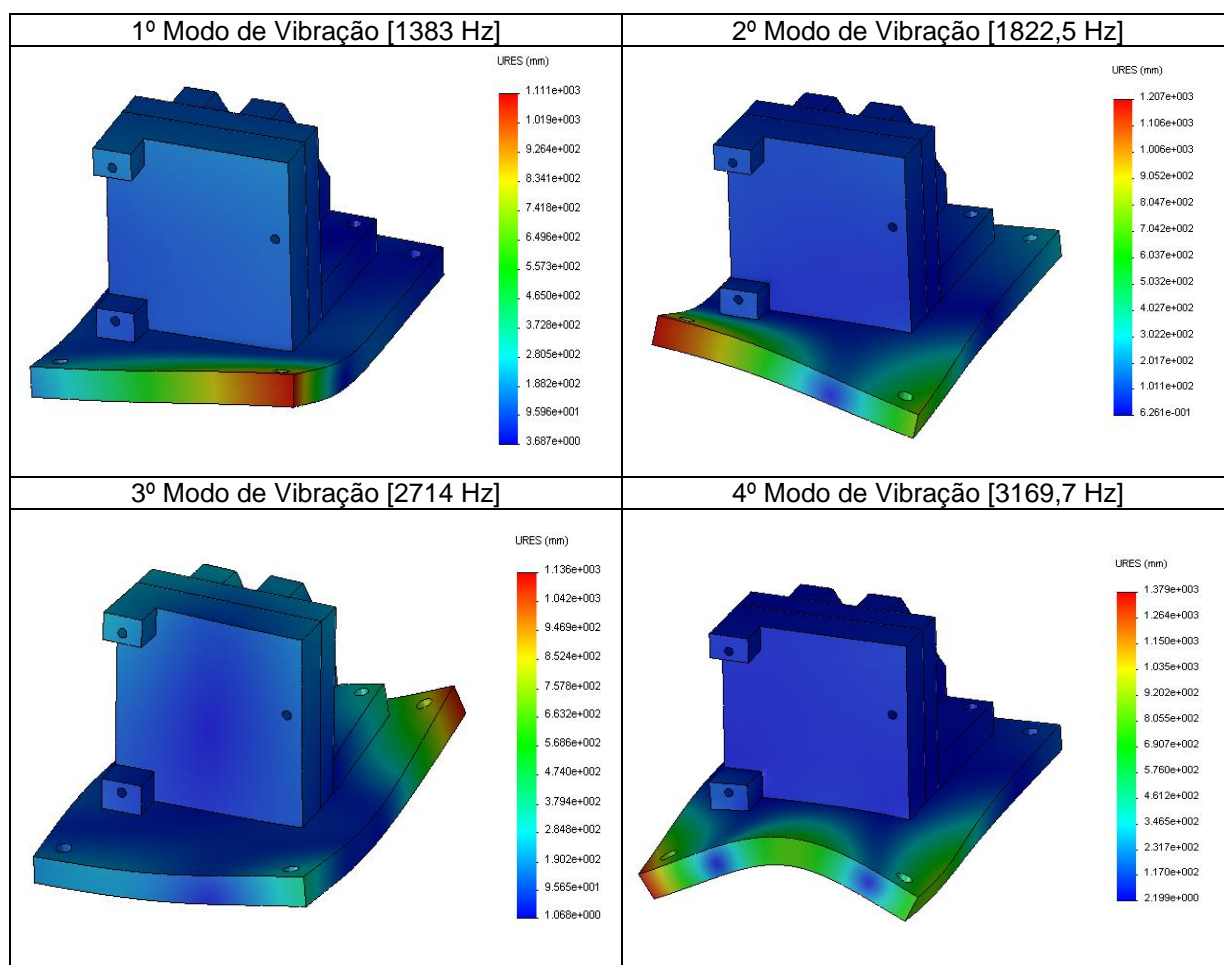
Figura 3.10. Sistema de fixação + Placa inferior 1: Malha (SolidWorks Simulation)

Pela tabela 3.13. comprovamos o grande decréscimo das frequências naturais do conjunto quando comparado com os valores obtidos na tabela 3.11. No entanto, analisando os modos de vibração, seguidamente apresentados, verificamos a quase ausência de deslocamentos na zona de suporte do compressor.

Tabela 3.13. Sistema de fixação + Placa inferior 1: Frequências Naturais

Solidworks	
Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]
1	1383,0
2	1822,5
3	2714,0
4	3169,7
Nº de Elementos	205306
Tamanho Médio [mm]	6

Tabela 3.14. Sistema de fixação + Placa inferior: Modos de Vibração (*SolidWorks Simulation*)



Apesar dos bons resultados obtidos para este modelo, procurou-se encontrar uma estrutura capaz de dividir as forças de igual forma pelos apoios sem que refletisse diretamente o som emitido pelo compressor, nascendo assim, o modelo seguidamente apresentado.

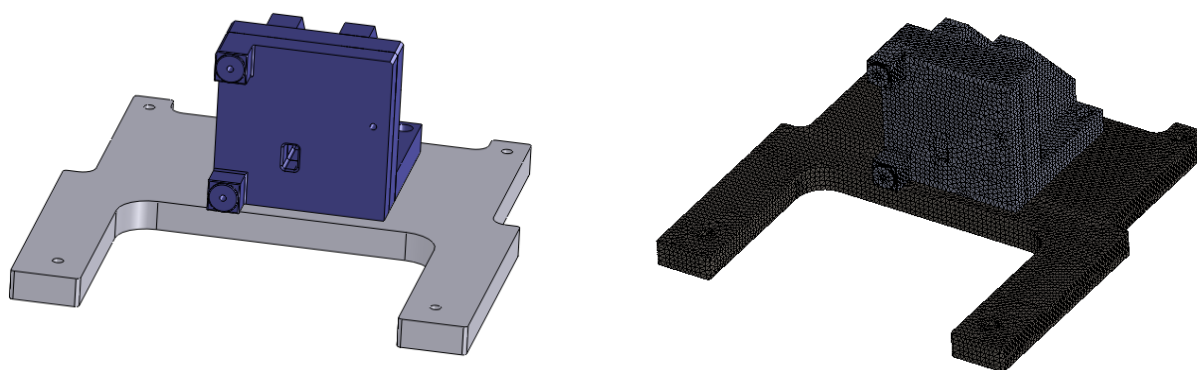


Figura 3.11. Desenvolvimento do sistema de fixação: Modelo Final (*Inventor*)

O estudo de cotas consistiu no cálculo do centro de massa da placa inferior e da estrutura central com a adição do compressor, a coincidência de ambos resultaria num equilíbrio estático do sistema, originando assim, uma distribuição equitativa de forças pelos apoios. As figuras 3.12 3 3.13 apresentam as cotas dos centros de massa da placa inferior e do sistema de fixação mais compressor.

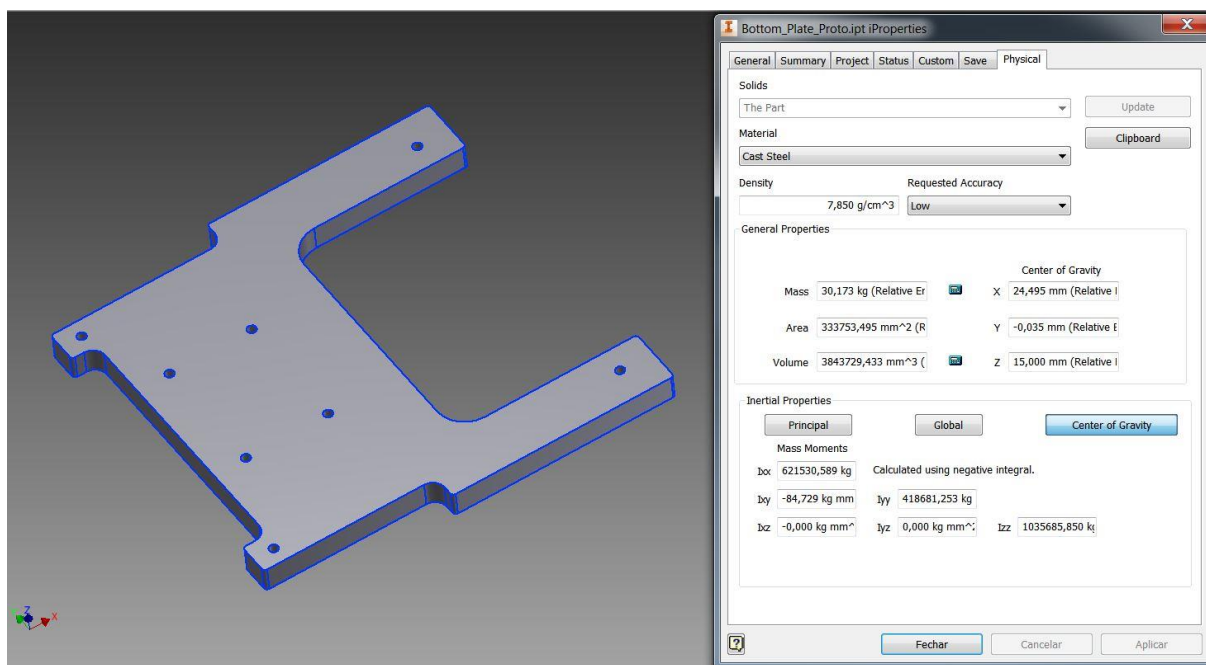


Figura 3.12. Placa Inferior: Centro de massa (Inventor)

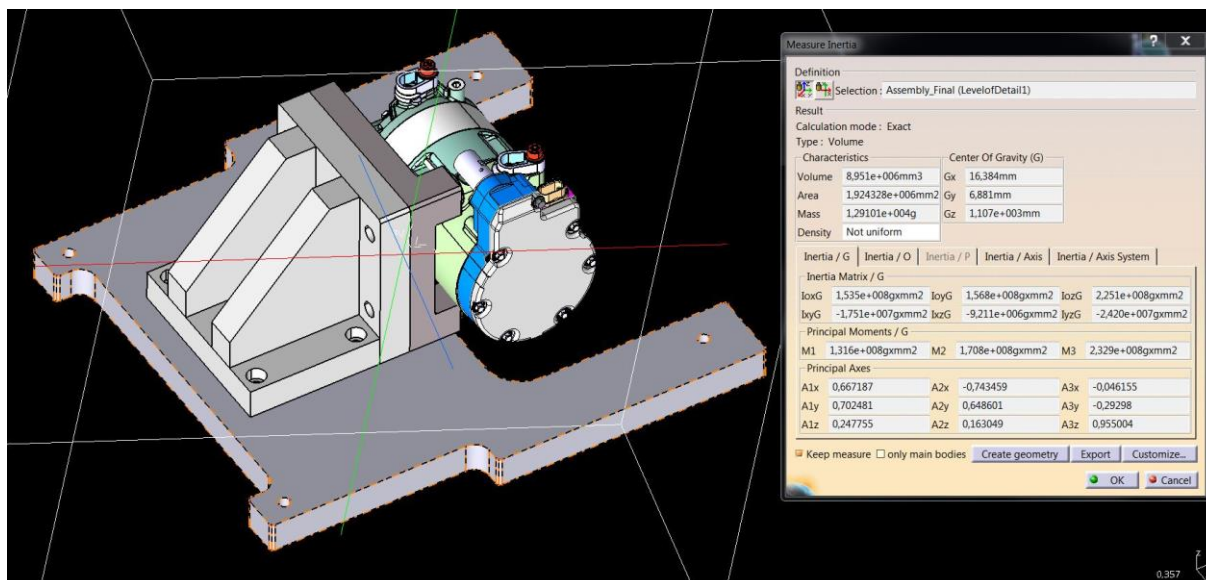


Figura 3.13. Sistema de fixação + compressor: Centro de massa (CATIA)

Uma vez que, a origem do referencial da peça não coincidia com a do *assembly*, calculou-se a distância de ambos os centros de massa a um ponto específico da estrutura, os resultados são apresentados na tabela 3.15. e as figuras em anexo B.

Tabela 3.15. Centros de massa: Cotagem

	Placa Inferior	Sistema Completo	Diferença [mm]
Δx [mm]	174,337	173,616	8,782
Δy [mm]	180,268	183,119	-6,652
Δz [mm]	0	54,000	54,000

É importante referir que os referenciais cartesianos utilizados em ambas as figuras apresentam um sistema de eixos distinto.

A diferença encontrada entre o centro de massa do sistema completo e o centro de massa da placa inferior demonstra que o objetivo de centralização da estrutura não foi conseguido, o erro associado a este facto é conhecido e resulta do cálculo inicial do centro de massa da placa inferior ter sido realizado sem os furos de fixação da estrutura central, uma vez que a sua correta cotagem não era conhecida à data. Estes furos foram realizados posteriormente à coincidência dos centros de massa, resultando numa ligeira variação do centro de massa da placa inferior inicialmente calculado.

Seguidamente são apresentadas as frequências naturais obtidas para o modelo em estudo.

Tabela 3.16. Modelo final: Frequências Naturais

	<i>Solidworks</i>
Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]
1	335,7
2	422,7
3	795,8
4	986,4

Nº de Elementos	248123
Tamanho Médio [mm]	6

Esta última alteração resultou num decréscimo mais acentuado das frequências naturais.

Para este modelo também foi realizada uma análise de elementos finitos em *Abaqus* e *CATIA*.

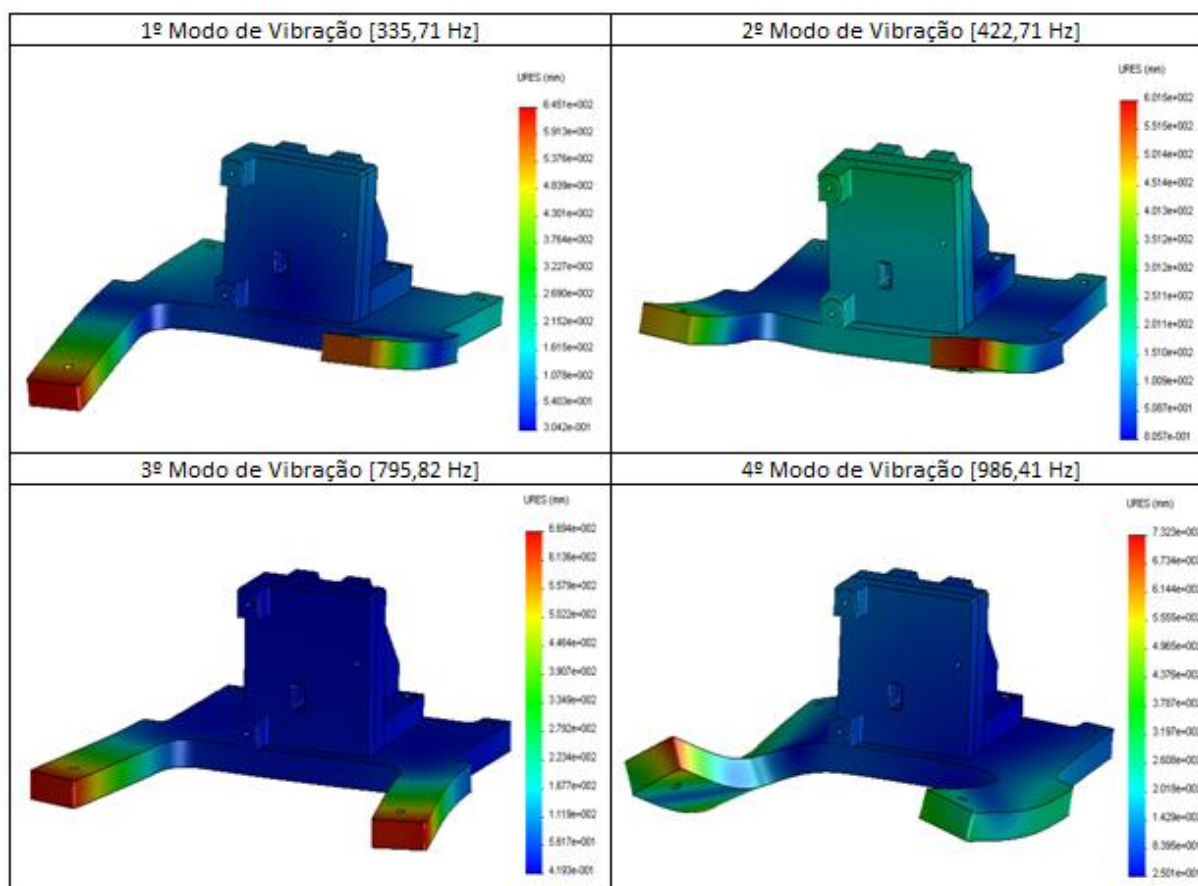
Por comparação com os resultados apresentados na tabela 3.17., verificamos que a malha escolhida no início do estudo manteve-se adequada para os modelos posteriores, uma vez que o modelo final apresenta um desvio máximo de 1,71%.

Tabela 3.17. Modelo Final: Frequências Naturais - Abaqus & CATIA & SolidWorks

Modos de Vibração	Frequências Naturais [Hz]				
	Abaqus		CATIA	Solidworks	Desvio
	Tetra - Mesh	Hexa - Mesh (A)		2nd Trial (B)	(A)-(B)
1	347,96	340,35	355,41	335,71	1,36%
2	437,17	428,2	446,01	422,71	1,28%
3	812,92	809,64	795,66	795,82	1,71%
4	1016,8	997,46	1015,7	986,41	1,11%

Nº de Elementos	1204852	256896
Tamanho Médio [mm]	3	3

Apesar dos resultados poderem revelar-se pouco promissores decidiu-se avançar com este modelo para produção, uma vez que o ensaio do compressor será realizado a 50 Hz e anteriormente demonstrou-se que a estrutura central apresenta elevada rigidez estrutural e que a adição da placa inferior é a responsável pelo decréscimo da mesma. Visto que todos os componentes são interligados por ligações aparafusadas, caso seja verificado funcionalmente que a estrutura não é rígida o suficiente, é sempre possível adaptar o modelo a outra solução.

Tabela 3.18. Modelo final: Modos de Vibração (*SolidWorks Simulation*)

Do ponto de vista de projeto, a zona de fixação do compressor, peça central da *bracket*, é a que pode influenciar os resultados obtidos aquando da análise de produto. Analisando os quatro primeiros modos de vibração, identificamos o segundo como aquele que apresenta maior deslocamento na zona crítica.

Desta forma damos por concluído o desenvolvimento de todo o sistema de fixação do compressor. Apenas ficou por elaborar uma estrutura que permitisse elevar este até à cota de teste.

Por forma a criar condições de análise semelhantes às existentes na Alemanha, tentou-se elaborar uma estrutura que colocasse o eixo do compressor à cota de 1 m de altura relativamente ao chão da câmara. Devido a características estruturais não foi possível atingir a cota desejada, ficando o eixo referido, posicionado a 0,83 m da base da câmara. Esta decisão é justificada por pormenores a considerar aquando da projeção do sistema de alimentação do compressor, ver secção 3.4.

O resultado final é apresentado nas figuras 3.14. e 3.15.

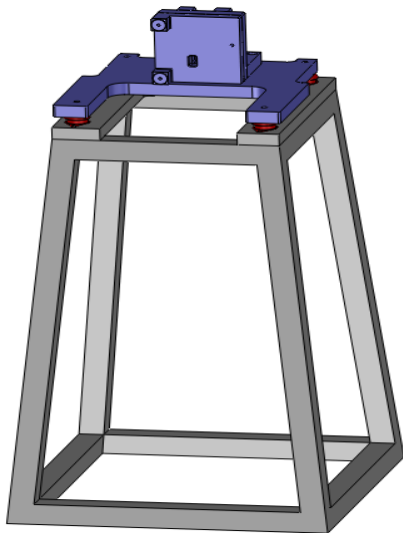


Figura 3.14. Suporte do Compressor
(Modelo Final - *Inventor*)



Figura 3.15. Suporte do Compressor
(Modelo Final)

3.2 Análise Modal Experimental

Para completar o estudo da estrutura, decidiu-se analisar experimentalmente as suas características dinâmicas.

A análise modal experimental foi dividida em quatro partes, sendo a primeira constituída por uma breve introdução a este tipo de análise, a segunda a preparação da configuração de teste, a terceira a medição da excitação e da resposta e a última, o processamento de dados e a identificação dos parâmetros modais. Apenas foram identificadas as frequências naturais.

3.2.1 Análise Modal

A análise modal é um processo de avaliação das características naturais de uma estrutura, como por exemplo frequência, amortecimento e modos de vibração (Avitabile, 2001). A análise modal clássica baseia-se em duas hipóteses principais, o sistema em estudo tem de ser linear e invariante no tempo (Agilent Technologies, 2000).

A análise de fenómenos vibratórios pode ser realizada através de estudos teóricos, numéricos ou experimentais. O método de análise modal experimental mais comum consiste em excitar a estrutura e medir os sinais de força de excitação e os sinais de resposta nos pontos considerados. Existem dois tipos de medição experimental, no primeiro tipo as forças de vibração da estrutura em estudo podem ser medidas segundo as condições de funcionamento, no segundo tipo, a estrutura é excitada por uma força conhecida, muitas vezes fora das suas condições de serviço. O segundo processo é realizado em condições mais controladas comparativamente ao primeiro, obtendo-se assim, dados mais precisos e detalhados (Salgado, 2012).

A configuração necessária para fazer análise modal experimental está diretamente relacionada com a estrutura em estudo, com a qualidade dos dados adquiridos, com o modo de fixação bem como o mecanismo de excitação utilizado. Uma configuração genérica de um ensaio modal experimental requer os seguintes equipamentos:

- Analisador: Equipamento de aquisição e processamento de sinal;
- Sistema de excitação: Promove a perturbação da estrutura;
- Transdutores: Transformam uma magnitude física num sinal elétrico;
- Controlador: Meio de comunicação com o analisador, integra o *software* de análise modal.

O modo como a estrutura é suportada ao longo dos ensaios influencia a qualidade dos resultados obtidos, podendo adicionar erros de medição bem como limitar a sua validade. O método de fixação deve ser projetado de modo a satisfazer os constrangimentos desejados, sendo os mais comuns:

Condição de corpo livre-livre: A estrutura apresenta seis graus de liberdade, esta condição não é fisicamente possível, uma boa aproximação compreende a estrutura suspensa segundo condições elásticas, por exemplo, cordas de borracha ou almofada de espuma, deste modo a estrutura será apenas constrangida num grau de liberdade. Esta é a que permite melhor correlação com modelos

teóricos ou análises por elementos finitos, uma vez que, em simulação é bastante complicado recriar as condições experimentais, que por vezes não são 100% precisas.

Fixação por suporte totalmente rígido: Pressupõe que não existe deslocamento nem rotação por parte da estrutura em análise. Também é de difícil implementação, uma vez que, quer o mecanismo de fixação da estrutura quer os pontos de ligação apresentam um certo grau de flexibilidade.

Fixação sobre condições de funcionamento: É utilizada quando se pretende estudar a estrutura em condições de serviço e a relação com modelos teóricos não é essencial.

A escolha do equipamento de excitação é baseada na precisão requerida e na gama de frequências que pretendemos estudar. Os excitadores mais usuais são: excitadores eletrodinâmicos, martelos de impacto ou excitação operacional.

Os excitadores eletrodinâmicos permitem gerar várias formas de sinais numa grande faixa de frequências e energia. A sua utilização é potencialmente problemática devido ao fato de este ser fisicamente assemblado à estrutura.

Este tipo de fixação pode alterar as características naturais do sistema, uma vez que, adiciona massa ao mesmo. O suporte do excitador também deve ser considerado, de modo a não adicionar nenhuma força à estrutura em análise, de preferência, este deve ser suportado isoladamente. O excitador deve apenas atuar numa direção, a adição inadvertida de forças noutras direções levaria à obtenção de medições incorretas.

O martelo de impacto é uma técnica de excitação bastante simples e que requer pouco equipamento de teste. O tempo de teste é curto e os resultados obtidos apresentam alguma consistência. A energia aplicada à estrutura é função da massa e velocidade utilizada no impulso.

A ponta do martelo é um dos componentes mais importantes do teste, uma vez que esta influencia a energia de excitação. Uma ponta macia tem um tempo de excitação superior e uma frequência máxima inferior comparativamente a uma ponta mais dura (Agilent Technologies, 2000; Brown, Allemang, & Phillips).

As figuras 3.16. e 3.17. apresentam as características de excitação no domínio do tempo para duas pontas com materiais distintos. Comparativamente verifica-se que a ponta de aço tem um tempo de excitação inferior à ponta de plástico.

Na figura 3.18. observa-se a diferença entre excitações, com pontas diferentes, no domínio da frequência. O esquema de cores mantém-se constante, sendo o preto correspondente à ponta de maior dureza e o verde à ponta de plástico.

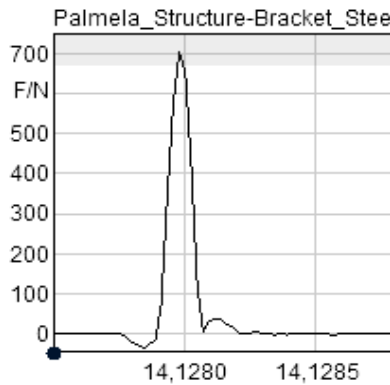


Figura 3.16. Ponta de Aço: Tempo de Excitação (Artemis)

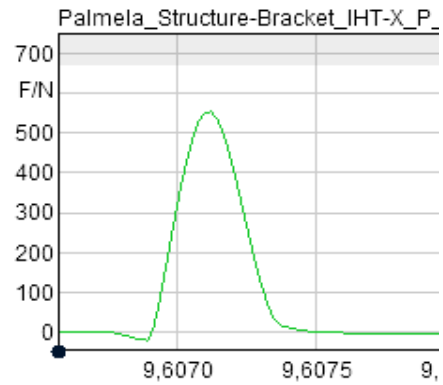


Figura 3.17. Ponta de Plástico: Tempo de Excitação (Artemis)

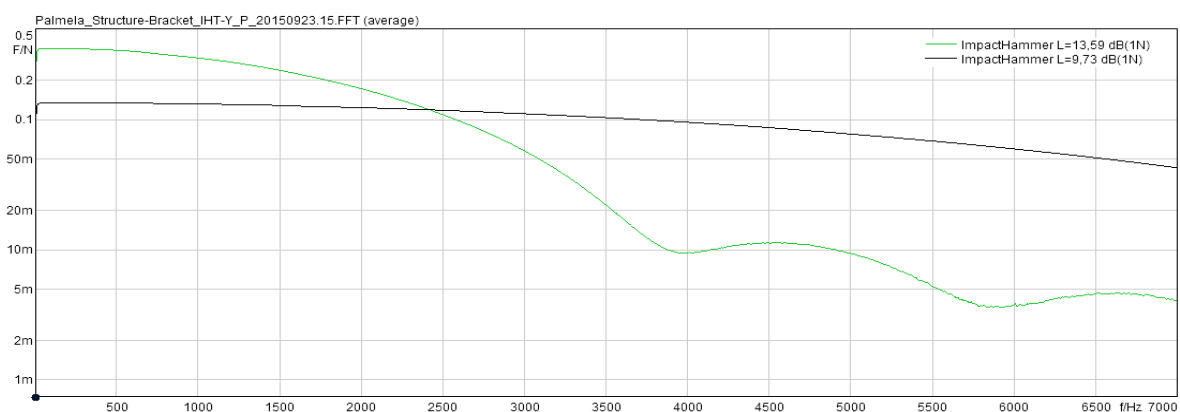


Figura 3.18. Plástico VS Aço: Frequências de Excitação (Artemis)

Na análise modal experimental a resposta da estrutura tem de ser quantificada, esta pode ser definida em termos de velocidade, aceleração ou deslocamento. Para esta medição são utilizados transdutores de aceleração, normalmente do tipo piezoelétrico, uma vez que apresentam uma ampla gama de frequências, boa linearidade e durabilidade. Os acelerómetros são os transdutores mais utilizados em teste, graças à maior sensibilidade da vibração comparativamente à velocidade e deslocamento. As especificações de funcionamento a ter em conta são: sensibilidade, frequência de ressonância e temperatura. A sensibilidade é o parâmetro mais importante, visto que existe uma relação direta entre esta e a massa do acelerómetro, podendo esta ser uma fração considerável da massa total do sistema e consequentemente adulterar os resultados.

Existem diversas formas de acoplar o acelerómetro à estrutura, sendo que esta deve ser tão rígida quanto possível. Uma ligação pouco rígida pode falsificar os dados obtidos graças à baixa frequência natural do equipamento de medição. As fixações comuns recorrem a ligações aparafusadas, ligações magnéticas, ceras e adesivos. A escolha do tipo de fixação é geralmente limitada pela localização desejada, acessibilidade e temperatura operacional. Os diferentes tipos de fixação apresentam diferentes frequências de utilização (Wilcoxon Research).

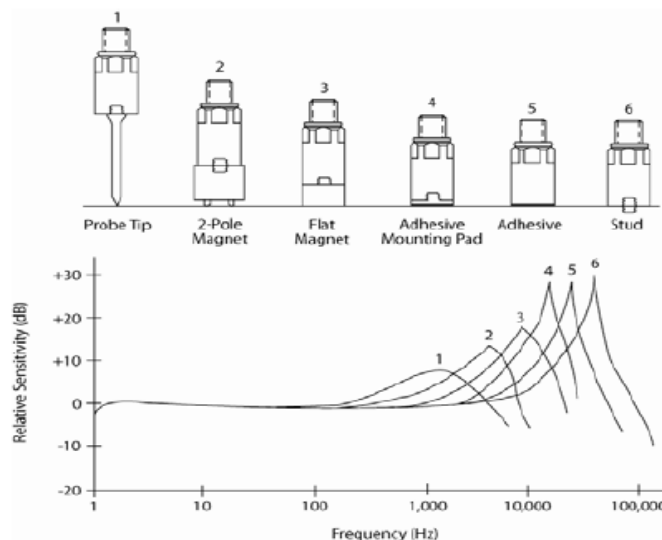


Figura 3.19. Modos de Fixação: Acelerómetros (Wilcoxon Research)

O posicionamento do acelerómetro na estrutura deve evitar zonas de possíveis nodos. Todos estes fatores resultam numa escolha individual para cada caso de estudo.

3.2.2 Configuração de Teste

O ensaio experimental foi realizado nas condições normais de suporte do sistema de fixação do compressor. O suporte deste consiste numa estrutura tubular de secção quadrada 75x75 mm com 4 mm de espessura (anexo C), para a montagem do sistema de fixação à estrutura recorreu-se a sinoblocos. Este tipo de fixação pretende isolar o sistema de excitações externas, podendo ser considerada uma aproximação às condições de corpo livre-livre.

O martelo de impacto foi a técnica de excitação utilizada nos ensaios, o modelo usado foi o 086C40 da marca PCB *Piezotronics*. Este apresenta uma sensibilidade de 2,25 mV/N e uma frequência de ressonância superior a 31 KHz (PCB *Piezotronics*, 2010). Para este modelo tínhamos duas pontas disponíveis, uma de aço e outra de plástico. A excitação do sistema foi realizada em diversos pontos, com as duas vertentes disponíveis.

Para a medição da resposta do sistema recorreu-se a um acelerómetro triaxial, modelo 356B21, também ele da marca PCB *Piezotronics*. Este tem uma sensibilidade de 1,02 mV/(m/s²), uma frequência natural superior a 55 KHz e uma massa de 4 g (PCB *Piezotronics*, 2013). Para a sua fixação à estrutura recorreu-se a cera disponibilizada pelo fabricante (modelo 080A109). O posicionamento do acelerómetro na estrutura foi variando ao longo dos ensaios.

O *Squadriga*, *hardware*, e o *Artemis Suite Data acquisition Module (Head Recorder)*, *software*, foram os equipamentos necessários para fazer a aquisição de dados. Para uma fiável obtenção dos mesmos, foi essencial uma primeira configuração do *Head Recorder*, esta consistiu na configuração dos sensores utilizados com base nas especificações do fabricante bem como a sensibilidade dos

canais de entrada. O processamento de sinal foi efetuado com o Artemis Suite 7.0, este é um *software* dedicado à análise de som e vibração.

É de referir que à data dos ensaios experimentais, todos os acessórios utilizados se encontravam calibrados por entidade certificada.

3.2.3 Medição experimental

A análise modal experimental foi realizada em diversos pontos da estrutura, assumindo sempre que os seus parâmetros são invariantes no tempo. Para cada um dos pontos a estrutura foi excitada nas três direções (x, y e z) com as duas pontas disponíveis.

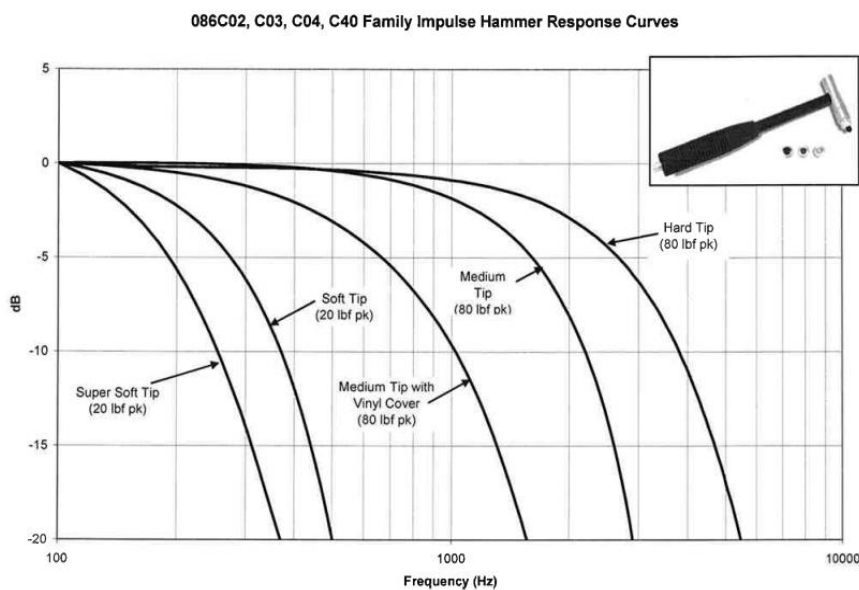


Figura 3.20. Martelo de Impacto: Frequências Excitadas (in PCB Piezotronics, 2010)

A razão para a utilização de duas pontas distintas é a diferença de capacidades de excitação da estrutura, nomeadamente a gama de frequências excitada, como demonstrado na figura 3.20.

As pontas utilizadas nos ensaios foram a *Medium Tip* e *Hard Tip*.

Cada ensaio tinha a duração de 20 s e ao longo destes eram realizados vários impactos. Do ponto de vista teórico, múltiplos impactos possibilitam a diminuição do ruído existente no espectro de frequências obtido. Na prática, a sobreposição de impactos resulta na adição de zeros ao espectro de forças (Brown, Allemang, & Phillips). Com o *Head Recorder* é possível observar a resposta da estrutura em tempo real, impedindo assim a sobreposição de excitações.

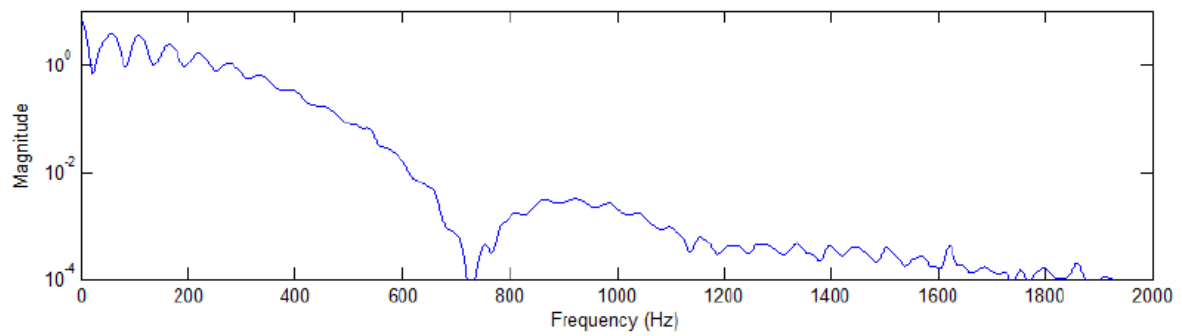


Figura 3.21. Resposta: Sobreposição de Impactos (Brown, Allemang, & Phillips)

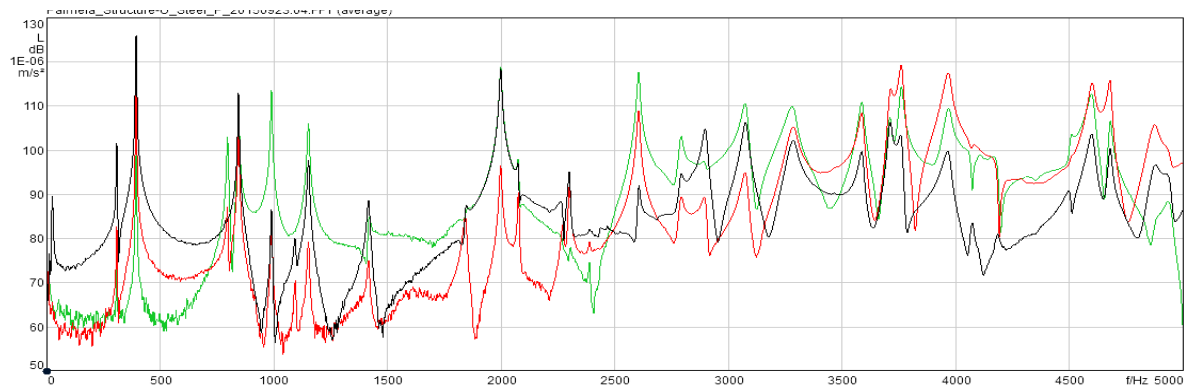


Figura 3.22. Resposta: Espectro de Frequências Impacto Único (*Artemis*)

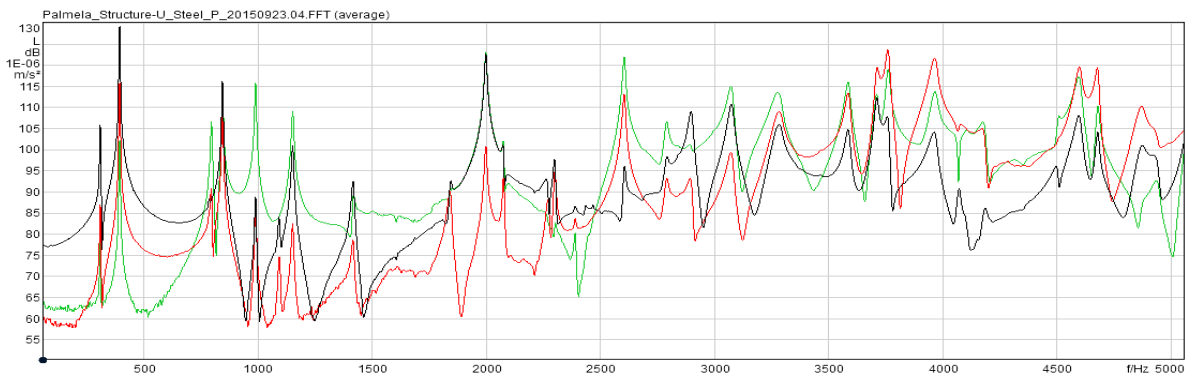


Figura 3.23. Resposta: Espectro de Frequências Múltiplos Impactos (*Artemis*)

Comparando as figuras 3.22 e 3.23, verifica-se que a resposta para impacto único apresenta maiores níveis de ruído nas anti-ressonâncias para gamas de frequências inferiores a 2000 Hz.

O primeiro ensaio realizado teve como objetivo testar o isolamento do sistema de fixação do compressor a excitações externas. Pretendeu-se provar que os sinoblocos escolhidos são os adequados e assegurar que os dados obtidos aquando da análise de compressores não seriam influenciados por estímulos externos.

Foram testadas duas posições de excitação, na primeira a excitação foi realizada no sistema de fixação, uma vez que, é neste que é posicionado o compressor, ver Figura 3.24.

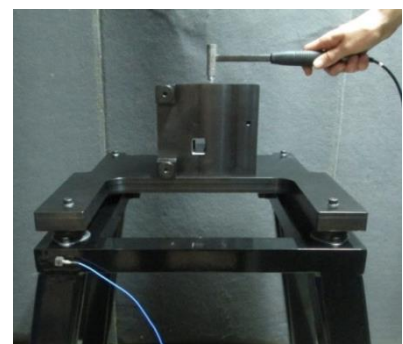


Figura 3.24. Impacto de Martelo: Ensaio 1.1

A segunda posição de excitação foi o mais próxima possível do acelerómetro, ver Figura 3.25.

Estando a configuração do canal com o maior grau de sensibilidade permitido pelo *software*, não foi possível registar qualquer tipo de resposta no acelerómetro para a primeira posição de impacto. Para o segundo ponto de excitação o sinal registado era de muito baixa intensidade, sendo a coerência entre a excitação e a resposta muito baixa.

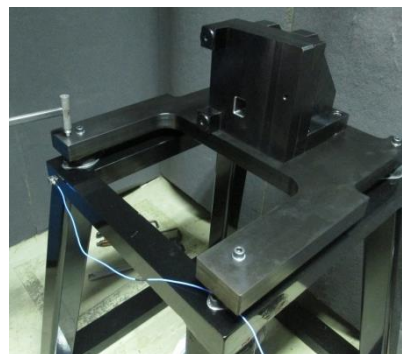


Figura 3.25. Impacto de Martelo: Ensaio 1.2

Provou-se que o sistema de fixação do compressor está muito bem isolado e para as condições de teste existentes não foi possível identificar qualquer frequência de ressonância do mesmo.

Os ensaios seguintes pretendiam analisar as frequências naturais da estrutura. A colocação do acelerómetro e os pontos de impacto escolhidos devem ser suficientes para descrever na totalidade as características dinâmicas da estrutura. Um maior número de pontos medidos facilitaria a identificação de modos naturais de vibração, que não constituía o objetivo desta análise.

As figuras seguintes apresentam a colocação do sensor de vibração ao longo dos ensaios bem como a posição de excitação.

Na nomenclatura das figuras, a última letra corresponde ao eixo de excitação.

Eixos determinados de acordo com o acelerómetro.

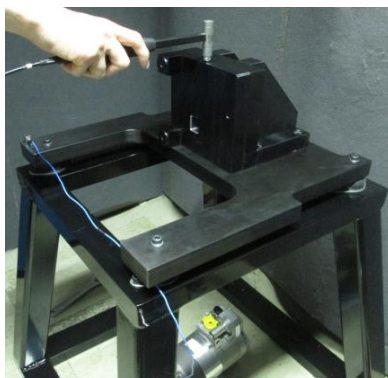


Figura 3.26. Impacto de Martelo: Configuração A_Z

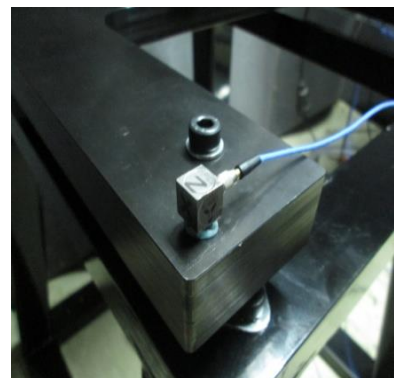


Figura 3.27. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração A

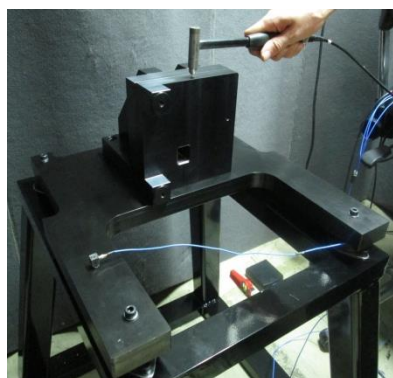


Figura 3.28. Impacto de Martelo: Configuração B_Z

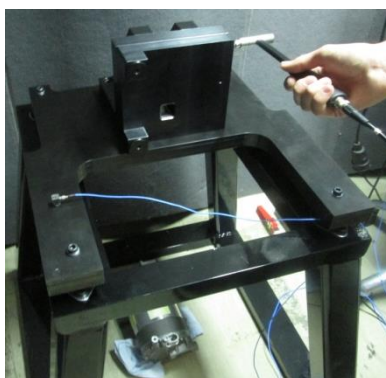


Figura 3.29. Impacto de Martelo: Configuração B_X

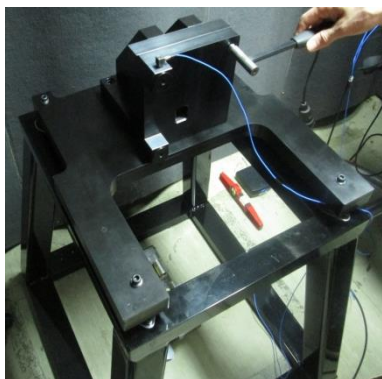


Figura 3.30. Impacto de Martelo: Configuração C_Y



Figura 3.31. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração C



Figura 3.32. Impacto de Martelo: Configuração D_Z



Figura 3.33. Impacto de Martelo: Configuração D_X

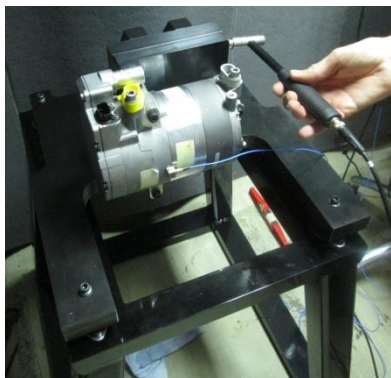


Figura 3.34. Impacto de Martelo: Configuração E_X

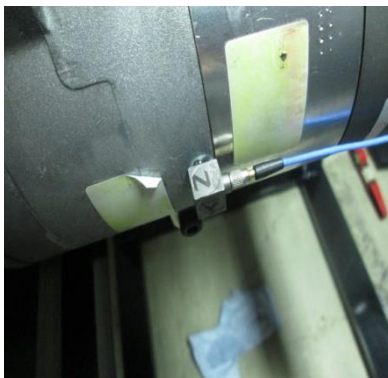


Figura 3.35. Pormenor Impacto de Martelo: Configuração E

Ao todo foram ensaiadas 5 posições diferentes, cada uma com excitação nos três eixos, e duas pontas do martelo, resultando num total de 30 impactos. As primeiras configurações pretendiam identificar as frequências naturais do sistema de fixação do compressor, permitindo assim a comparação direta com a simulação numérica. A adição do compressor teve como principal objetivo verificar a influência do aumento de peso nas frequências naturais do sistema de fixação.

3.2.4 Processamento de Dados

A análise dos dados experimentais foi realizada com o *ArtemiS SUITE*, que é um programa especializado na análise de vibração e ruído pertencente à *Head Acoustics*. O melhor método para identificação de frequências naturais resulta da análise de FRF's (função de resposta em frequência). Matematicamente a FRF resulta do quociente entre a transformada de Fourier da resposta e a transformada de Fourier da excitação (Agilent Technologies, 2000).

A versão do *Artemis SUITE* fornecido pela empresa não apresentava a capacidade de cálculo de FRF's. Sabendo que a frequência natural é caracterizada por ser a frequência à qual uma pequena excitação promove grandes amplitudes de vibração, tentou-se a sua identificação através da análise de FFT (*fast Fourier transform*).

Um dos parâmetros mais importantes a considerar numa análise de FFT é o tamanho do espectro, este afeta diretamente a resolução do domínio de análise, mais concretamente o domínio temporal e o domínio da frequência, de acordo com a taxa de amostragem. A taxa de amostragem é a quantidade de amostras tiradas por segundo, expressa em Hz. Para as análises realizadas ao longo deste trabalho a taxa de amostragem foi de 44,1 KHz, isto significa que por cada segundo de gravação são retiradas 44100 amostras (HEAD acoustics GmbH).

Desta forma, as equações que regem a resolução dos domínios de análise são:

$$Tempo, \Delta t [s] = \frac{\text{tamanho do espectro}}{\text{taxa de amostragem}}$$

$$Frequência, \Delta f [Hz] = \frac{1}{\Delta t} = \frac{\text{taxa de amostragem}}{\text{tamanho do espectro}}$$

Considerando que a taxa de amostragem é constante, por inspeção das equações anteriormente apresentadas, verificamos que o tamanho do espectro influencia inversamente as duas resoluções, deste modo para análises focadas no domínio da frequência recorreremos a tamanhos de espectro maiores e inversamente quando o foco é o domínio temporal.

A título exemplificativo, para a avaliação dos espectros de vibração obtidos no teste de impacto de martelo, foram utilizados dois tamanhos de espectro distintos, para a análise geral no domínio da frequência utilizou-se um tamanho de 512 amostras, para uma análise mais pormenorizada das baixas frequências recorreu-se a um tamanho de espectro de 131072 amostras, resultando numa resolução de 86,13 e 0,336 Hz respectivamente.

Por inspeção aos gráficos de FFT obtidos, facilmente se identificam as frequências naturais, estas correspondem às frequências às quais ocorrem maiores amplitudes de vibração. Existem diversos domínios de representação, as escalas usadas devem refletir de forma inequívoca os sinais obtidos.

As figuras 3.36. e 3.37. apresentam duas escalas distintas para a representação da amplitude de vibração, a primeira em escala decibel e a última em escala linear. Cabe ao utilizador optar por aquela que apresente maior clarvidência.

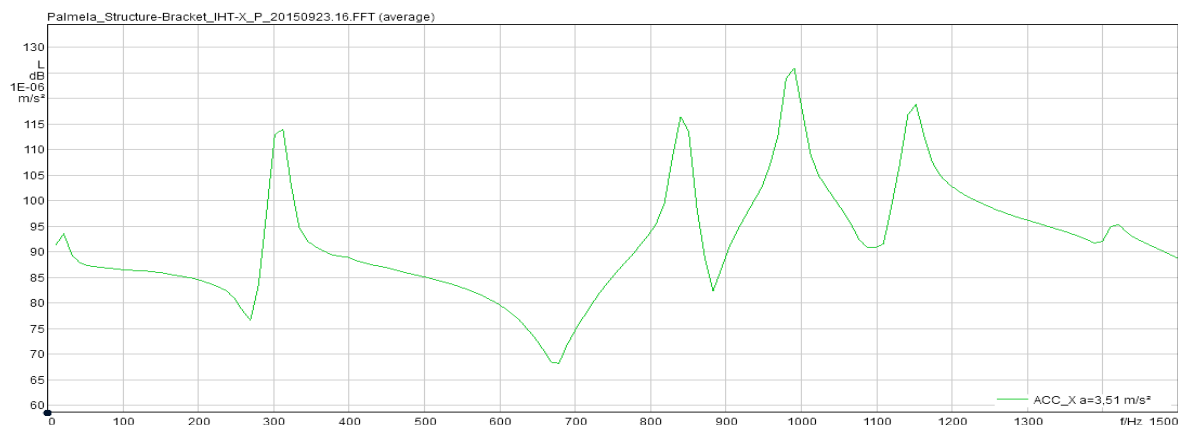


Figura 3.36. Amplitude de Vibração: Escala dB (Artemis)

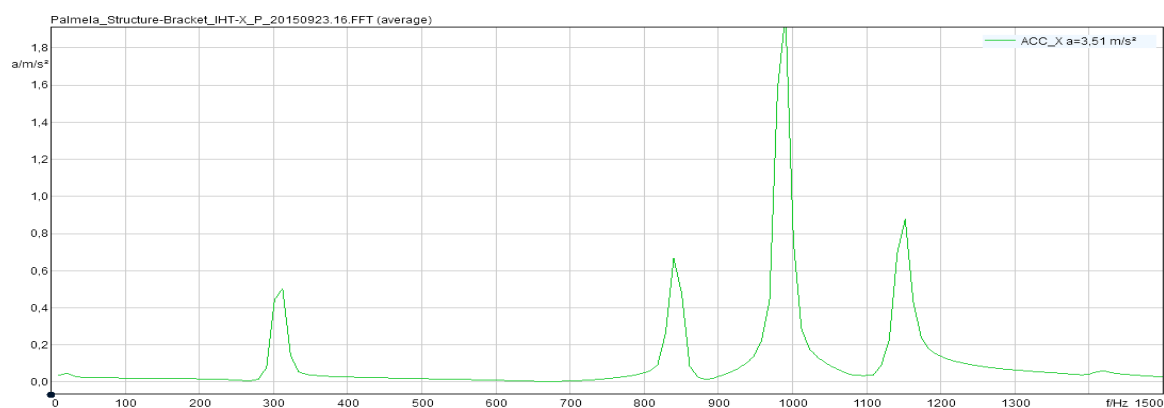


Figura 3.37. Amplitude de Vibração: Escala Linear (Artemis)

De seguida serão apresentadas as curvas obtidas para as três primeiras configurações.

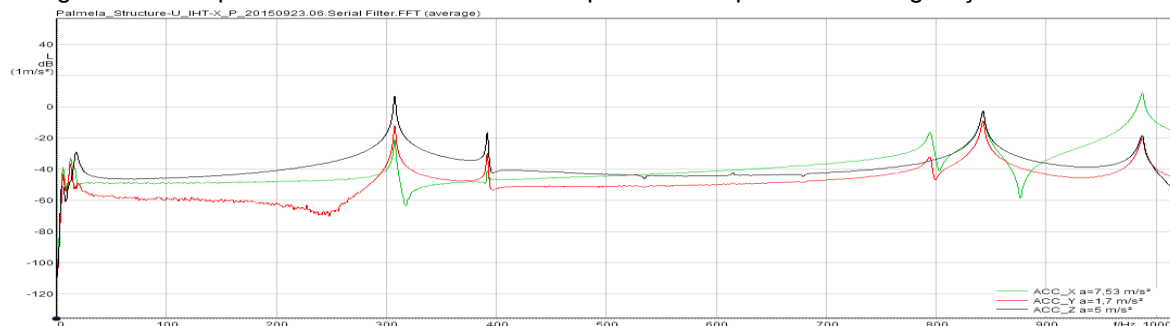


Figura 3.38. Espectro da resposta: Configuração A (Artemis)

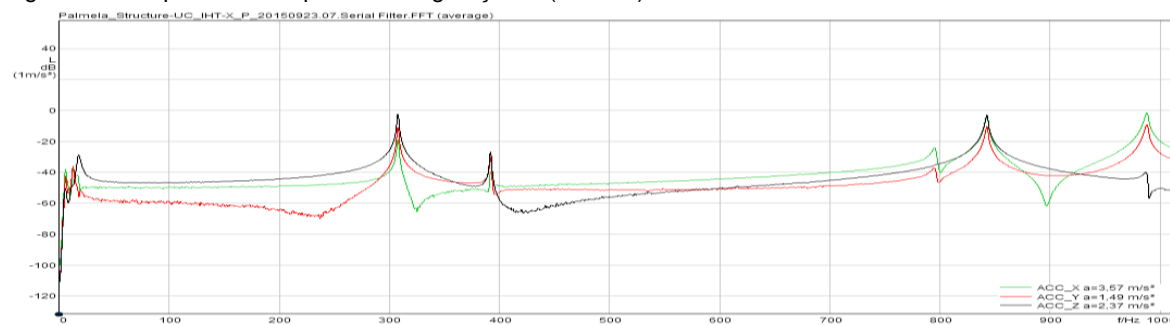


Figura 3.39. Espectro da resposta: Configuração B (Artemis)

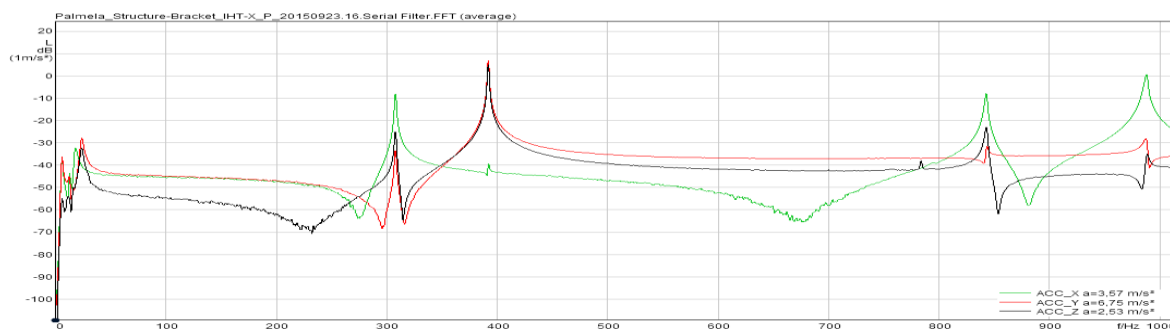


Figura 3.40. Espectro da resposta: Configuração C (*Artemis*)

Analisando os espectros apresentados nas figuras 3.38 a 3.40, facilmente se identificam três grupos de frequências naturais, um primeiro de baixa frequência, outro de médias e um último de elevadas frequências, estes são associados a modos distintos de vibração. O primeiro grupo está relacionado com modos de vibração de corpo rígido, uma vez que as condições de fixação pretendem simular a condição livre-livre, existem 6 modos possíveis divididos por modos de translação e de rotação da estrutura. Frequências naturais de média e elevada frequência estão relacionadas com modos de vibração flexíveis, estes caracterizam-se por provocarem deformação na estrutura.

Compilando todas as respostas da estrutura num único gráfico, verificamos que existe coerência entre os ensaios realizados.

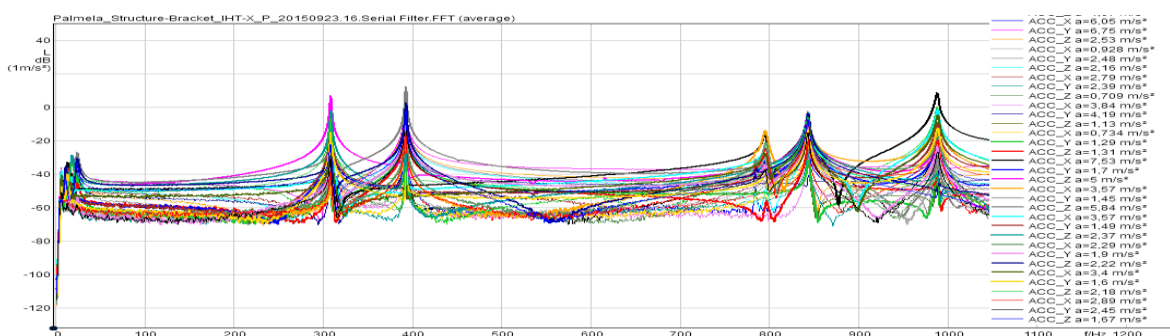


Figura 3.41. Espectro da resposta: Configurações. A, B e C (*Artemis*)

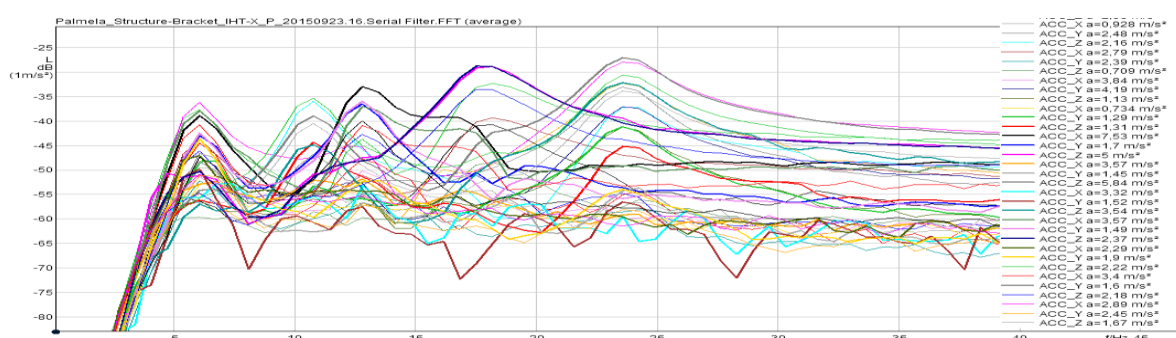


Figura 3.42. Espectro da resposta – Corpo rígido: Configurações A,B e C (*Artemis*)

Para os modos de vibração de corpo rígido, existiu a tentativa de associação da frequência natural ao tipo de movimento descrito pela estrutura, devido à complexidade do ensaio tal não foi possível. Analisando a estrutura é possível verificar que existe uma maior facilidade para a realização de

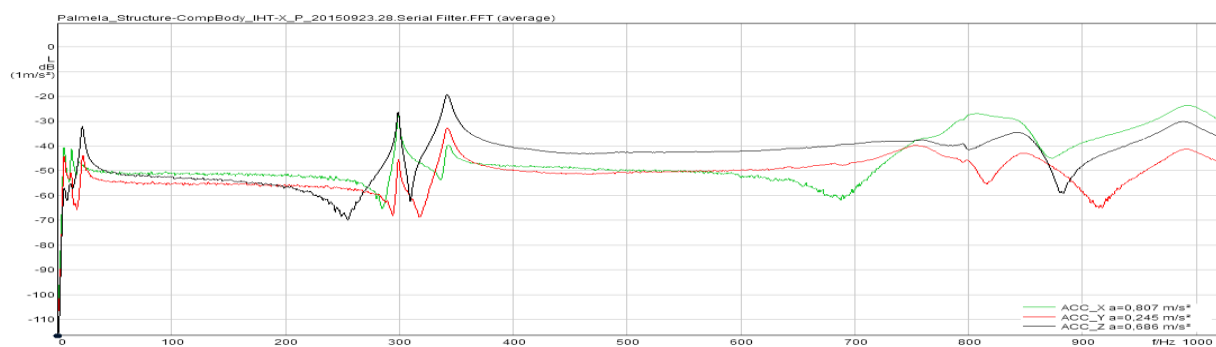
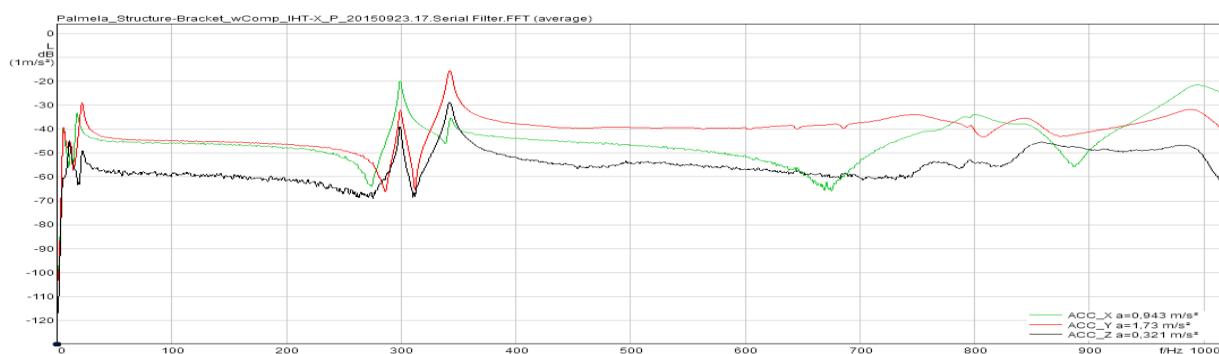
movimentos de translação nas direções X e Y, o que se pressupõe que estas estejam associadas às frequências mais baixas no espectro de vibração, contrariamente estão os movimentos de rotação.

Os resultados obtidos para as três primeiras configurações, A, B e C, são bastante plausíveis visto que, o desvio máximo obtido para os 11 primeiros modos de vibração é 6,38 %.

Tabela 3.19. *Fixture*: Frequências Naturais

		Frequência Natural [Hz]			Desvio Max. [%]
		Conf. A	Conf. B	Conf. C	
Corpo Rígido	Modo de vibração				
	1	4,7	4,7	5,0	6,38
	2	6,1	6,0	6,1	1,64
	3	10,8	10,8	10,8	0
	4	12,8	12,8	12,8	0
	5	17,5	17,5	18,2	4,00
Flexível	6	23,5	23,6	23,5	0,43
	7	306,8	306,9	306,9	0,03
	8	393,0	393,1	393,0	0,03
	9	794,1	794,0	783,3	1,35
	10	842,6	842,6	842,6	0
	11	987,8	987,9	987,8	0,01

Passando para a análise das configurações D e E, estas resultam da adição do compressor ao sistema, as figuras obtidas são as seguintes:



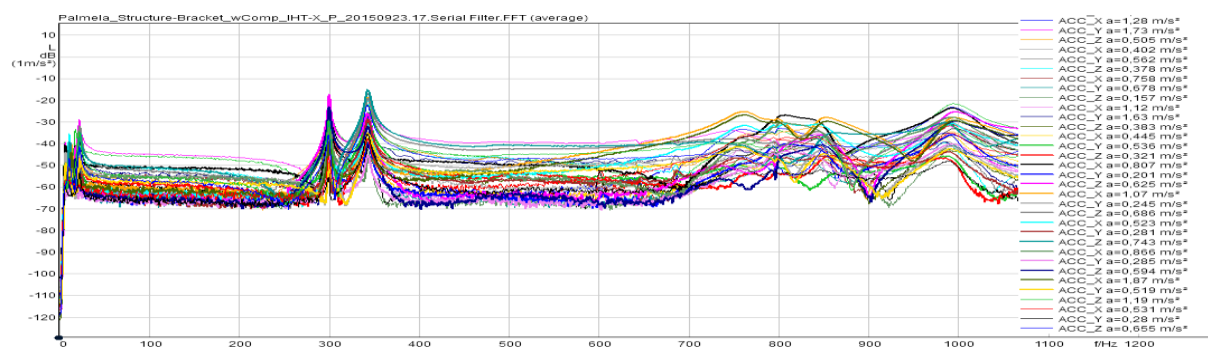


Figura 3.45. Espectro da resposta: Configurações D e E (Artemis)

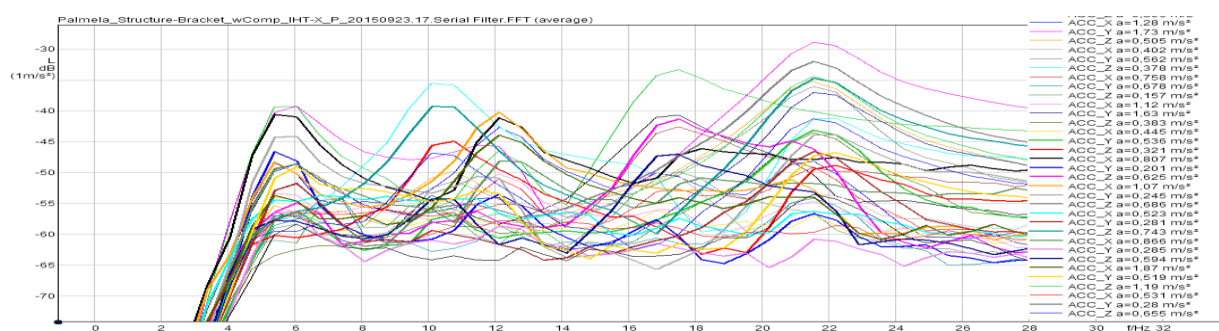


Figura 3.46. Espectro da resposta – Corpo rígido: Configurações D e E (Artemis)

Por comparação das figuras 3.41 e 3.45, verifica-se uma maior dificuldade na identificação das características naturais para frequências superiores a 600 Hz, nas configurações D e E. No entanto para frequências inferiores continuamos com uma boa coerência de resultados, sendo os dois primeiros modos de vibração flexíveis de fácil identificação, os resultados obtidos são apresentados na tabela 3.20.

Tabela 3.20. *Fixture* + Compressor: Frequências Naturais

		Frequência Natural [Hz]		
		Conf. D	Conf. E	Desvio Máx. [%]
Corpo Rígido	1	4,7	-	-
	2	5,7	5,7	0
	3	10,4	10,5	0,96
	4	12,1	12,1	0
	5	16,9	16,8	0,36
	6	21,6	21,5	0,19
Flexível	7	297,9	298,8	0,30
	8	341,9	341,8	0,03

A dificuldade de discretização dos modos de vibração de corpo rígido mantém-se para estas duas configurações, é importante referir que uma das frequências naturais não foi identificada na configuração E.

As figuras 3.47 e 3.48 pretendem mostrar as diferenças na resposta da estrutura para as duas pontas de martelo utilizadas nos ensaios. Os resultados vão ao encontro do referido nesta dissertação.

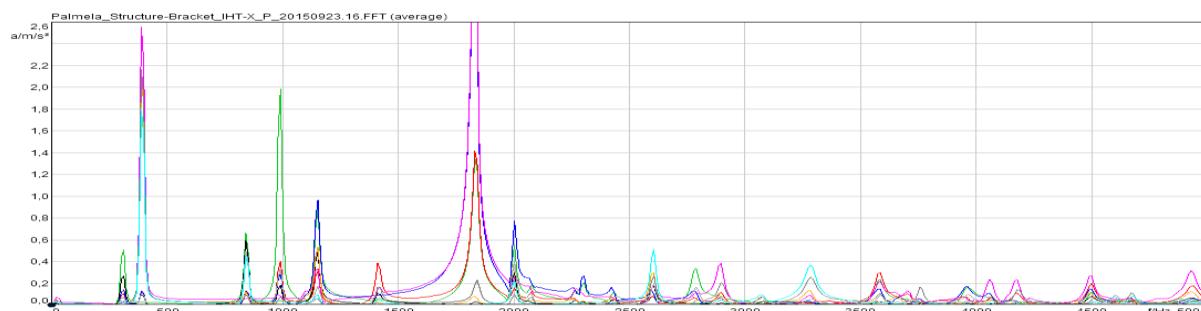


Figura 3.47. Frequências Naturais: Ponta de Plástico (*Artemis*)

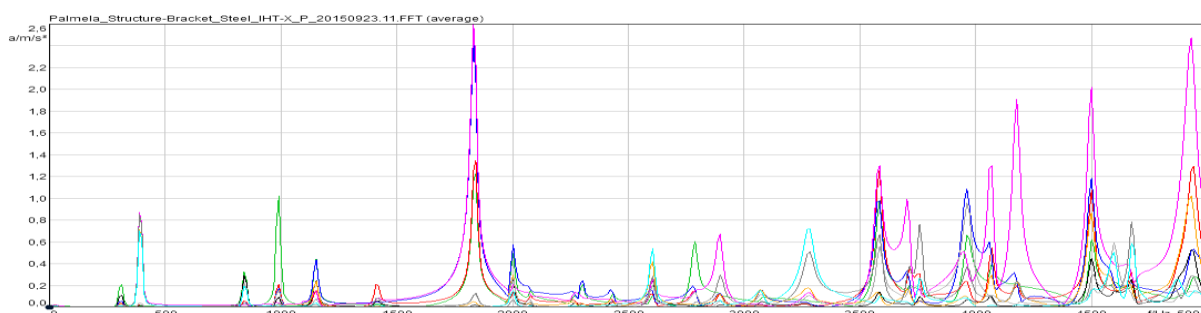


Figura 3.48. Frequências Naturais: Ponta de Metal (*Artemis*)

3.3 Discussão de Resultados

Por inspeção aos resultados obtidos numérica e experimentalmente, que se apresentam na tabela 3.21., são identificadas duas diferenças:

- Adição de modos de vibração;
- Desigualdade de valores.

Tabela 3.21. Frequências Naturais - FEA VS IHT

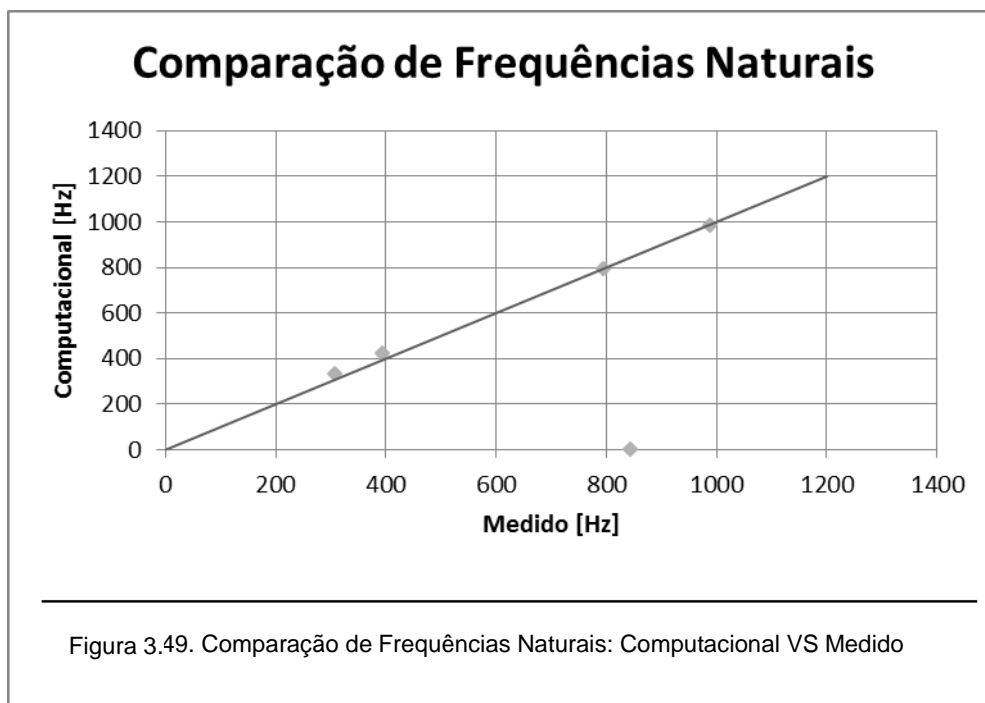
		Frequências Naturais [Hz]					
		<i>Abaqus</i>	<i>Solidworks</i>	IHT			Desvio Máx.
Modos de Vibração		Hexa - Mesh	2nd Trial (A)	Conf. A	Conf. B	Conf. C	(A) - IHT
Corpo Rígido	1	0	0	4,7	4,7	5,0	-
	2	0	0	6,1	6,0	6,1	-
	3	0	0	10,8	10,8	10,8	-
	4	0	0	12,8	12,8	12,8	-
	5	0	0	17,5	17,5	18,2	-
	6	0	0	23,5	23,6	23,5	-
Flexível	7	340,35	335,71	306,8	306,9	306,9	8,6%
	8	428,2	422,71	393,0	393,1	393,0	7,0%
	9	809,64	795,82	794,1	794,0	783,3	1,6%
	10	-	-	842,6	842,6	842,6	-
	11	997,46	986,41	987,8	987,9	987,8	0,2%

Estas desigualdades estão maioritariamente relacionadas com:

- O método de fixação utilizado para cada processo. Como referido anteriormente, a condição de corpo livre-livre é impossível de obter fisicamente;
- Um fator de diferenciação entre os métodos de análise é o material utilizado. Aquando da produção do sistema de fixação, não foi requerido nenhum tipo de aço específico, esta diferença contribui para a desigualdade de valores encontrada.

Numericamente as frequências naturais que correspondem aos seis modos de vibração de corpo rígido são nulas.

Experimentalmente a adição de elasticidade ao sistema resulta no aparecimento de vibrações de corpo rígido para baixas frequências, também elas em quantidades associadas aos graus de liberdade existentes.



Calculando o desvio entre a análise de elementos finitos realizada em *SolidWorks Simulation* e a análise experimental, obtemos um desvio máximo de 8,6 %. Tendo em consideração os fatores acima apresentados, podemos afirmar que os resultados obtidos experimentalmente são credíveis. Graficamente confirma-se a boa relação dos resultados obtidos pelos dois métodos aplicados, gráfico 2. Na análise modal experimental foi obtida uma frequência natural não identificada computacionalmente, tendo em consideração que foram utilizados três *softwares* distintos e nenhum deles a identificou, podemos concluir que esta resulta das condições de fixação do sistema de suporte do compressor.

Tabela 3.22. Frequências Naturais: Todas as configurações

		Frequências Naturais [Hz]				
		Impacto de Martelo				
	Modos de Vibração	Conf. A	Conf. B	Conf. C	Conf. D	Conf. E
Corpo Rígido	1	4,7	4,7	5,0	4,7	-
	2	6,1	6,0	6,1	5,7	5,7
	3	10,8	10,8	10,8	10,4	10,5
	4	12,8	12,8	12,8	12,1	12,1
	5	17,5	17,5	18,2	16,9	16,8
	6	23,5	23,6	23,5	21,6	21,5
Flexível	7	306,8	306,9	306,9	297,9	298,8
	8	393,0	393,1	393,0	341,9	341,8
	9	794,1	794,0	783,3	-	-
	10	842,6	842,6	842,6	-	-
	11	987,8	987,9	987,8	-	-

Comparando apenas os resultados obtidos experimentalmente, para as três primeiras configurações, A,B e C, estes demonstram-se coerentes. Para as configurações D e E, que resultam da adição do compressor ao sistema, os valores obtidos para as frequências naturais também são concordantes.

Confrontando as duas últimas configurações com a A, B e C, identificamos uma redução das frequências naturais, tal facto resulta da adição da massa do compressor ao sistema. Do ponto de vista teórico, sabemos que:

$$w_n = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}}$$

onde m_r e k_r são denominados por, massa modal e rigidez modal do modo de vibração de ordem r . Por simples inspeção à equação, validamos os resultados obtidos.

A figura 3.49 apresenta os espectros de vibração para as configurações C e D, nesta é possível verificar a influência da adição do compressor no espectro, através do deslocamento no domínio da frequência.

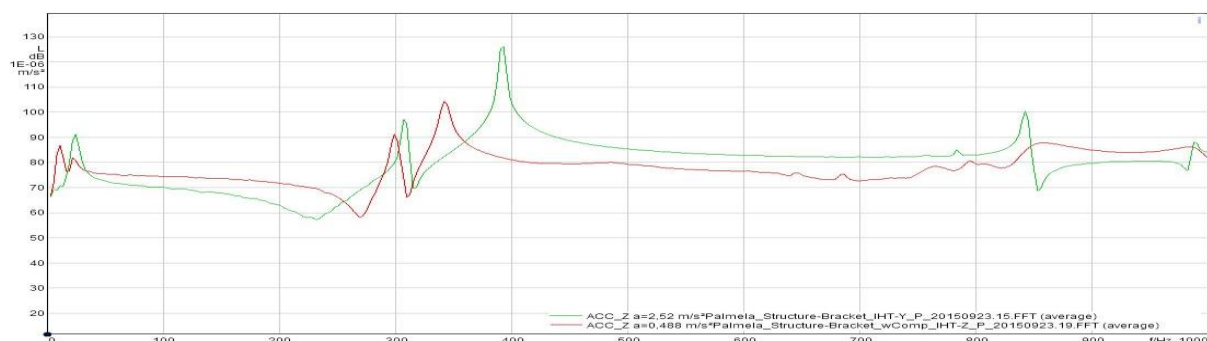


Figura 3.50. Espectro de resposta: Configuração C VS D (*Artemis*)

3.4 Adaptação do Calorímetro

Como já referido nesta dissertação, ver capítulo 2, a empresa já possuía equipamento para teste de compressores. Para a realização deste projeto foi necessário adaptar um calorímetro à câmara de análise de NVH. As modificações realizadas basearam-se em dois princípios fundamentais, facilidade de utilização/manutenção e qualidade do circuito termodinâmico.

Tendo em conta que a bancada de NVH não será para análise diária de produção, todas as alterações efetuadas ao calorímetro pretendiam manter as condições de teste existentes para a câmara reverberante, bem como criar um novo circuito para a câmara semi-anecoica. Deste modo o sistema global de teste seria constituído por três partes, uma parte comum constituída pelo circuito termodinâmico (condensador, evaporador, etc.), uma terminação para a câmara reverberante e uma terceira parte constituída pela terminação para a câmara de NVH. Consequentemente a primeira operação realizada foi a introdução de válvulas de três vias à saída do evaporador e à entrada do condensador, estas seriam responsáveis pela comutação entre o sistema reverberante e o sistema semi-anecóico.

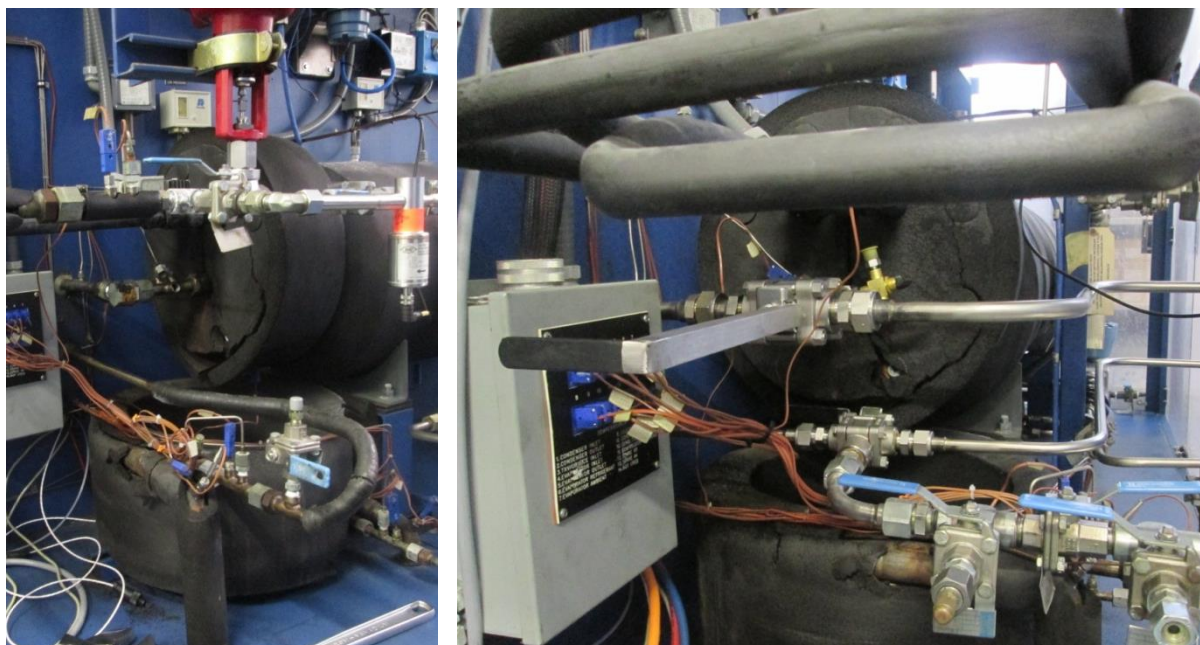


Figura 3.51. Calorímetro: Circuito termodinâmico antes (à esquerda) e depois (à direita) da adaptação

Das etapas seguintes resultaram as tubagens de ligação ao compressor, aspiração e descarga, bem como todos os acessórios essenciais ao teste. Os pormenores a ter em conta aquando do dimensionamento do circuito foram:

- **Dimensão:** As tubagens devem ser o mais curtas possíveis. A quantidade de refrigerante e óleo utilizado no teste está diretamente relacionado com a dimensão do circuito, quanto menor este for, mais fácil será a monitorização dos pontos de teste e menores serão as perdas termodinâmicas do mesmo, resultando num teste mais estável. As tubagens devem ser diretas, a adição de curvas resulta no aumento de perdas de carga. É essencial a eliminação de possíveis pontos de acumulação

de óleo. O teste é realizado em circuito fechado, a acumulação de óleo em partes do circuito resulta em óleo insuficiente no interior do compressor possibilitando o seu funcionamento anormal e consequente adulteração de resultados. A inclinação do circuito também é um dos pontos a ter em consideração, esta deve ser nula ou negativa no sentido do escoamento. Este foi o fator limitador da altura da estrutura de teste, a cota do condensador impossibilitou o posicionamento do eixo de referência do compressor à altura pretendida de 1 m relativamente ao chão da câmara de análise.

- Funcionalidade: Adicionalmente às válvulas de comutação do circuito foram instaladas válvulas de duas vias a meio da terminação da análise de NVH. Estas permitem seccionar metade do circuito, sendo o vácuo realizado menor o que contribui para a diminuição do tempo de execução. Tendo em consideração que as portas de sucção/descarga e correspondentes *manifolds* são distintos, para os dois modelos em estudo, foram realizados dois terminais diferentes que são acoplados ao sistema por ligações roscadas. Parte do circuito é constituída por tubo flexível de modo a facilitar a troca de compressores na bancada de teste. Outro motivo para a utilização destes tubos prende-se com o facto de a câmara estar suspensa sobre molas, resultando em grandes amplitudes de vibração aquando do seu carregamento, sendo por isso essencial alguma liberdade de deslocamento de todo o circuito de tubagens.

- Especificações: Alguns clientes apresentam normas de teste de NVH, desta forma conseguem obter uma correlação entre modelos de diferentes marcas. Algumas das especificações apresentadas são: Diâmetros dos tubos de sucção e descarga; Distância dos sensores de pressão estática e de alta frequência e temperatura ao compressor; Raios de curvatura dos tubos de sucção e descarga do compressor; Dimensão da secção reta de tubos após os sensores; Frequência natural da *Bracket*.

À exceção da frequência natural do modelo de fixação projetado, todas as outras especificações foram asseguradas. O incumprimento da *bracket* foi uma medida calculada, tendo em consideração que, a câmara semi-anecoica utilizada não apresenta as características necessárias para fazer validação de produto, optou-se por desenvolver uma *bracket* com menor influência nos resultados obtidos.

Foram maquinadas caixas específicas para acoplar os sensores de pressão, temperatura e pulsação. Existe uma ordem específica de montagem, uma vez que, o termopar produz alguma turbulência no escoamento, este deve ser sempre o último na cadeia de sensores. O sensor de pressão deve ser colocado o mais próximo possível do escoamento, normalmente estão posicionados na guarda do calorímetro, neste caso não era adequado graças às distâncias existentes. Optou-se pela sua fixação no interior da câmara, estando a sua ligação ao escoamento a cargo de um tubo capilar de reduzido comprimento, evitando assim grandes perdas de carga. A posição ideal de montagem resulta da ligação direta ao escoamento, tal não era viável devido às suas dimensões e peso acrescido às tubagens.

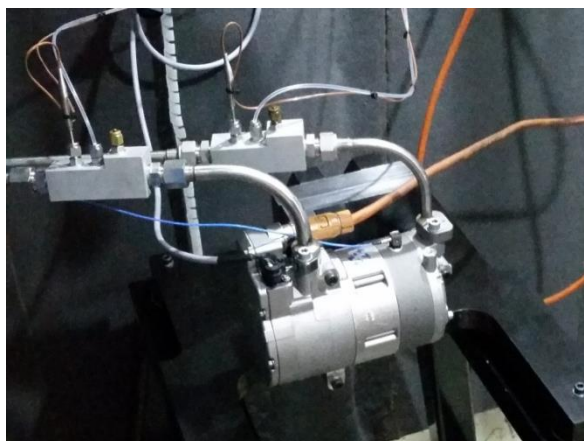


Figura 3.52. Terminais BMW

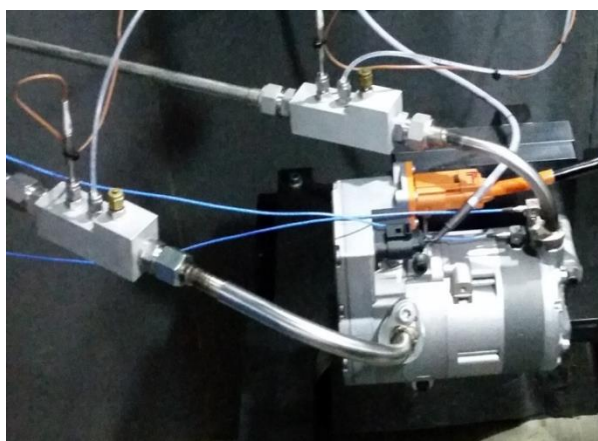


Figura 3.53. Terminais VW

3.5. Comparação com os sistemas existentes

Nesta secção pretendem-se comparar os resultados obtidos na análise de um compressor realizada na bancada de teste desenvolvida ao longo da dissertação, com os equipamentos de análise disponíveis na empresa, para tal elaborou-se um procedimento de análise constituído por três passos.

- i. Selecionar da linha de produção 2 compressores representativos da distribuição normal de produção, ou seja, um compressor com boa performance de NVH, e outro com resultados muito próximos dos limites implementados. O critério de seleção foi: vibração média;
- ii. Testar os compressores nos diferentes sistemas de análise, EOL, bancada de teste na Alemanha e câmara de NVH em Palmela;
- iii. Analisar os resultados obtidos.

Para a realização de um teste de vibração e ruído é necessário ter em consideração alguns aspetos importantes de teste, as condições de funcionamento do compressor têm relevo nos resultados obtidos. Os principais parâmetros a monitorizar são as condições de pressão e temperatura na zona de sucção e descarga do compressor, *superheat*, *subcool* e percentagens de refrigerante e óleo em funcionamento no circuito.

Graças a um processo de teste bem definido e suportado por controlo eletrónico, o teste de cada compressor realizado no calorímetro ou na câmara de NVH, ambos partilham o mesmo circuito termodinâmico, apresenta-se bastante simples e fiável. Depois de assegurar todas as condições de análise, o primeiro passo a realizar é garantir que todo o equipamento de teste se encontra pronto para a análise, através de um teste de vácuo, pretende-se aferir a estanquicidade de todo o circuito. Uma pequena fuga pode influenciar o bem-estar das pessoas expostas ao gás, bem como resultará em condições deficientes de funcionamento do compressor. De seguida é injetado no circuito quantidades específicas de gás refrigerante e óleo, estas variam consoante as dimensões do circuito

de teste. À data da dissertação a injeção de óleo no circuito era realizada através do compressor antes de este ser colocado na bancada de teste, uma vez em funcionamento era possível apenas a adição deste ao sistema, já o refrigerante, era adicionado/retirado através de um equipamento específico, designado por recicladora. Sabendo que a percentagem destes é importante para os resultados obtidos foram realizados testes com quantidades diferentes de óleo e refrigerante, tentou-se assim aferir as quantidades ideais de teste. Os resultados são apresentados na secção 3.6.1. da presente dissertação. Estando todas as condições garantidas para iniciar o teste, apenas é necessário programar o controlador para os pontos de teste desejados, nomeadamente: velocidade de rotação e pressões de descarga e sucção. Tendo em consideração que todas as trocas térmicas existentes no circuito são forçadas, existem outros parâmetros de teste que são controlados pelo operador e que exigem maior sensibilidade e experiência por parte deste, a título exemplificativo: percentagem de abertura da válvula de expansão, cargas existentes no evaporador e condensador. Todos estes fatores influenciam o alcance ou não dos pontos de teste estabelecidos.

Quando são obtidas as condições de teste desejadas e o funcionamento do compressor apresenta-se estável, estamos em condições de gravar os dados de vibração e ruído emitidos.

Estando introduzido todo o processo de teste, vamos agora analisar os dados obtidos nos diferentes sistemas de análise. É importante desde já realçar que é bastante difícil replicar as condições de análise de teste para teste, deste modo, uma análise comparativa de sistemas dá primazia à classificação existente entre compressores testados relativamente aos valores médios obtidos.

Tendo em mente que os três sistemas de análise apresentam recursos diferentes para a captação de dados, tentou-se reproduzir as condições existentes no EOL nas duas câmaras semi-anecoicas, assim, o microfone utilizado encontra-se na posição vertical e sendo o posicionamento do acelerómetro impossível de replicar, este ficou colocado numa posição central do *fixed scroll* no topo do compressor, ver Figura 1.3, para a fixação deste recorremos a uma cola de dois componentes.

A tabela 3.23 apresenta os valores médios obtidos no testador funcional para o ruído e a vibração nos três eixos cartesianos e que serviram como critério de seleção de ambos os compressores.

Tabela 3.23. Resultados EOL

Compressor	rpm	SPL [dB(A)]	Vibração					
			Média X	Média Y	Média Z	Ticker X	Ticker Y	Ticker Z
1	3000	75,9	0,9	0,6	1,2	1,7	1,4	2,9
2	3000	73,8	0,3	0,2	0,4	0,5	0,09	0,4

Compilando os resultados obtidos no processamento de dados para cada um dos sistemas de análise, elaborou-se a tabela 3.24:

Tabela 3.24. Comparação de resultados dos sistemas EOL, NVH Kerpen e NVH Palmela

				EOL	NVH Kerpen	NVH Palmela
Compressor	1	3000 rpm	SPL [dB(A)]	75,88	66,74	66,47
			Vibração X [m/s^2]	9,08	7,95	7,97
			Vibração Y [m/s^2]	8,52	9,72	8,29
			Vibração Z [m/s^2]	13,24	8,18	8,37
		7000 rpm	SPL [dB(A)]	-	78,46	79,50
			Vibração X [m/s^2]	-	18,80	10,20
			Vibração Y [m/s^2]	-	25,80	10,69
			Vibração Z [m/s^2]	-	19,10	10,79
	2	3000 rpm	SPL [dB(A)]	73,78	67,64	65,74
			Vibração X [m/s^2]	3,63	9,02	4,31
			Vibração Y [m/s^2]	2,72	9,75	4,73
			Vibração Z [m/s^2]	4,70	9,03	2,84
		7000 rpm	SPL [dB(A)]	-	79,78	78,63
			Vibração X [m/s^2]	-	22,00	14,13
			Vibração Y [m/s^2]	-	26,40	16,48
			Vibração Z [m/s^2]	-	17,90	11,48

A ausência de valores correspondentes às 7000 rpm para o EOL está relacionada com o facto de o teste ser realizado a uma única velocidade.

Conclusões a retirar dos valores apresentados na tabela 3.24:

- SPL

- Boa aproximação dos valores registados no sistema desenvolvido com os obtidos no sistema de análise presente no centro de desenvolvimento alemão;
- Boa correlação com os resultados do EOL, a classificação de valores manteve-se constante;
- Como provado nos testes complementares, a análise de ruído não é muito sensível aos parâmetros de teste, deste modo, as características do sistema de análise podem ser a principal justificação para a melhoria dos resultados obtidos na câmara de Palmela.

- Vibração

- Boa correlação com os resultados do EOL, o ranking de compressores manteve-se constante, no entanto não se verifica a mesma relação para os eixos de vibração x, y e z;
- Os valores registados no sistema desenvolvido são na sua grande maioria inferiores aos obtidos em Kerpen, tal facto pode estar relacionado com a capacidade de isolamento a vibrações externas do sistema de análise implementado ao longo da dissertação.

Realizando uma análise mais detalhada aos dados obtidos, verificamos que o espectro de vibração obtido no sistema projetado, para o domínio da frequência é semelhante ao obtido no sistema de desenvolvimento Alemão. A figura 3.53. apresenta a análise de FFT VS Time para os três sistemas em análise, sendo o primeiro a) correspondente ao sistema de Kerpen, b) correspondente ao sistema desenvolvido em Palmela e c) correspondente ao EOL.

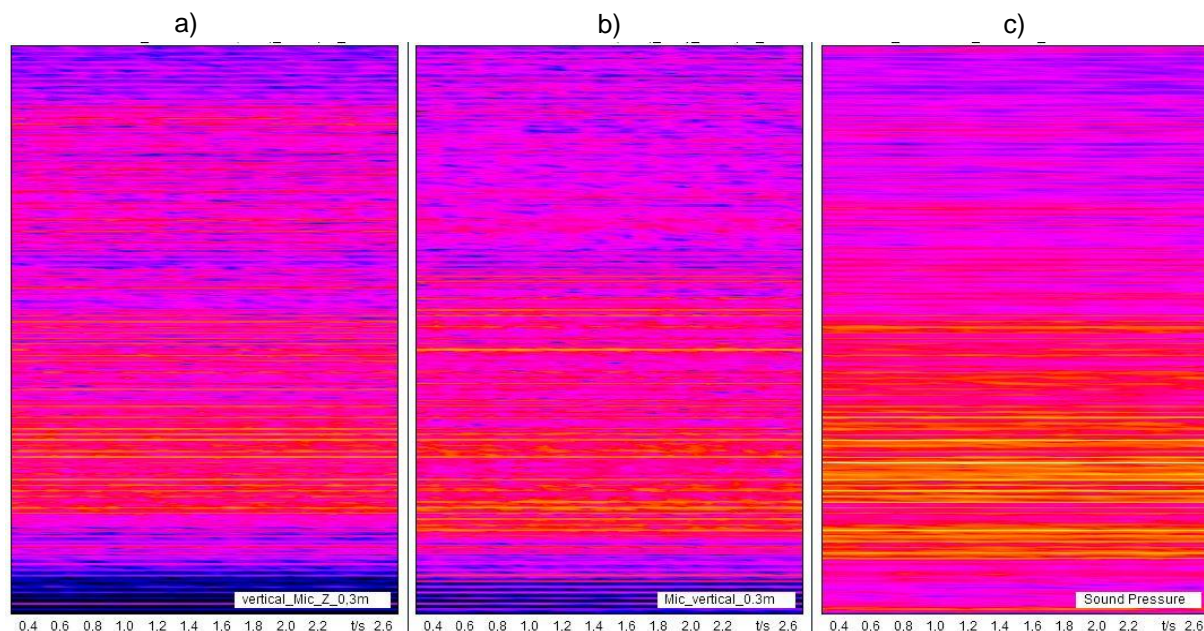


Figura 3.54. Comparação de resultados dos sistemas a) *Kerpen*, b) *Palmela* e c) *EOL - FFT VS Time (Artemis)*

3.6. Testes Complementares

Esta secção pretende expor testes de relevante importância para todo o correto funcionamento do sistema de ensaio bem como a confirmação experimental de dados obtidos segundo diferentes procedimentos.

3.6.1. Influência das quantidades de óleo e de refrigerante

Como já referido, as quantidades de óleo e refrigerante no circuito de teste, são dos parâmetros mais importantes a monitorizar. Quantidades insuficientes de óleo resultam em valores superiores de atrito entre componentes do compressor, causando desgaste prematuro e valores de vibração e ruído superiores, por seu lado, uma quantidade excessiva do mesmo possibilita a existência de quantidades de óleo exageradas na zona de compressão do compressor, o que associado á sua maior densidade, resulta em movimentos inconstantes do *orbiting scroll* e consequentemente valores superiores de vibração e ruído. A quantidade de refrigerante tem influência na performance e valores de NVH registados. Uma quantidade insuficiente resulta numa baixa performance do compressor, impossibilitando que este atinga as condições definidas para teste, uma quantidade excessiva de

refrigerante também dificulta a obtenção das mesmas condições com a agravante de haver a possibilidade de o evaporador não ter capacidade para processar todo o refrigerante possibilitando a sua existência, no estado líquido, no interior do compressor.

De modo a descobrir as quantidades adequadas ao circuito desenvolvido, foram realizadas medições de vibração e ruído para diferentes valores. De modo a existir apenas uma variável nos testes, utilizou-se:

- O mesmo compressor em todos os ensaios;
- 700 g de R134a para a análise da influência da quantidade de óleo;
- 180 g de óleo para a análise da influência da quantidade de refrigerante.

Estabeleceu-se um procedimento simples para a realização da investigação, constituído por cinco etapas, sendo elas:

- i. Retirar o óleo e refrigerante do circuito recorrendo à recicladora.

Para o teste da influência da quantidade de óleo:

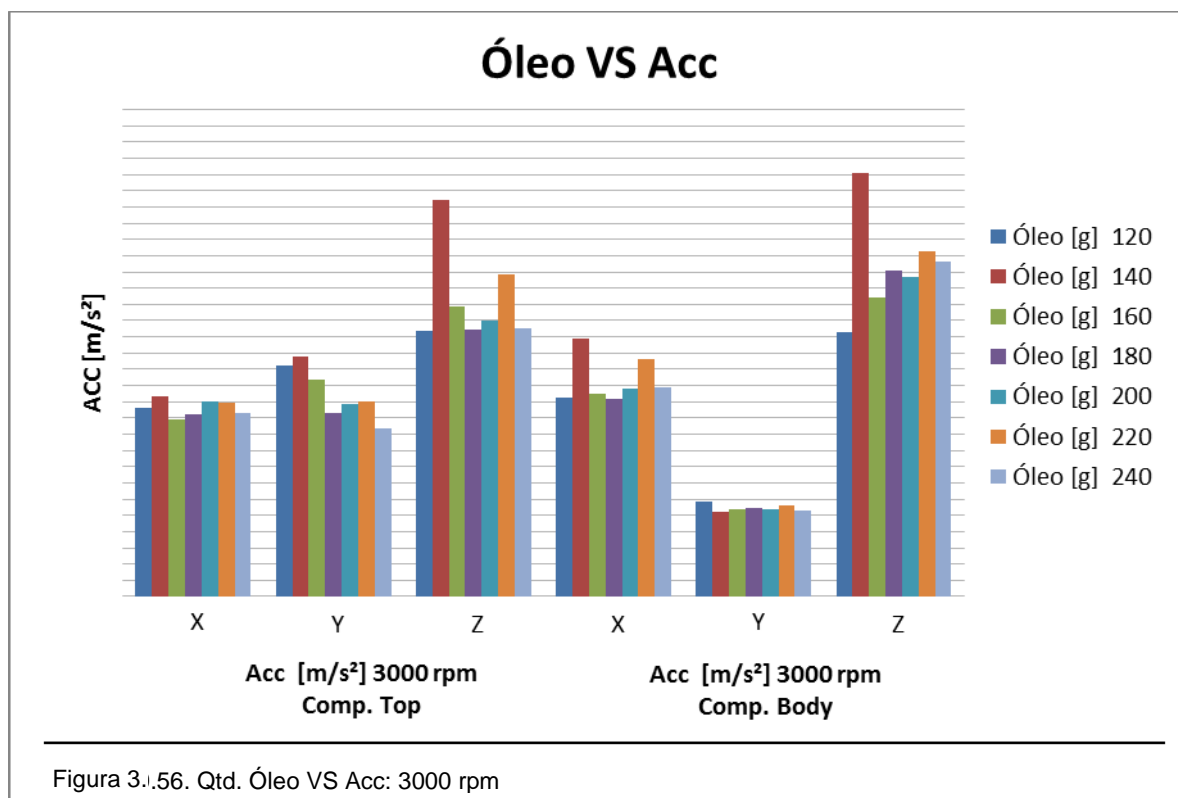
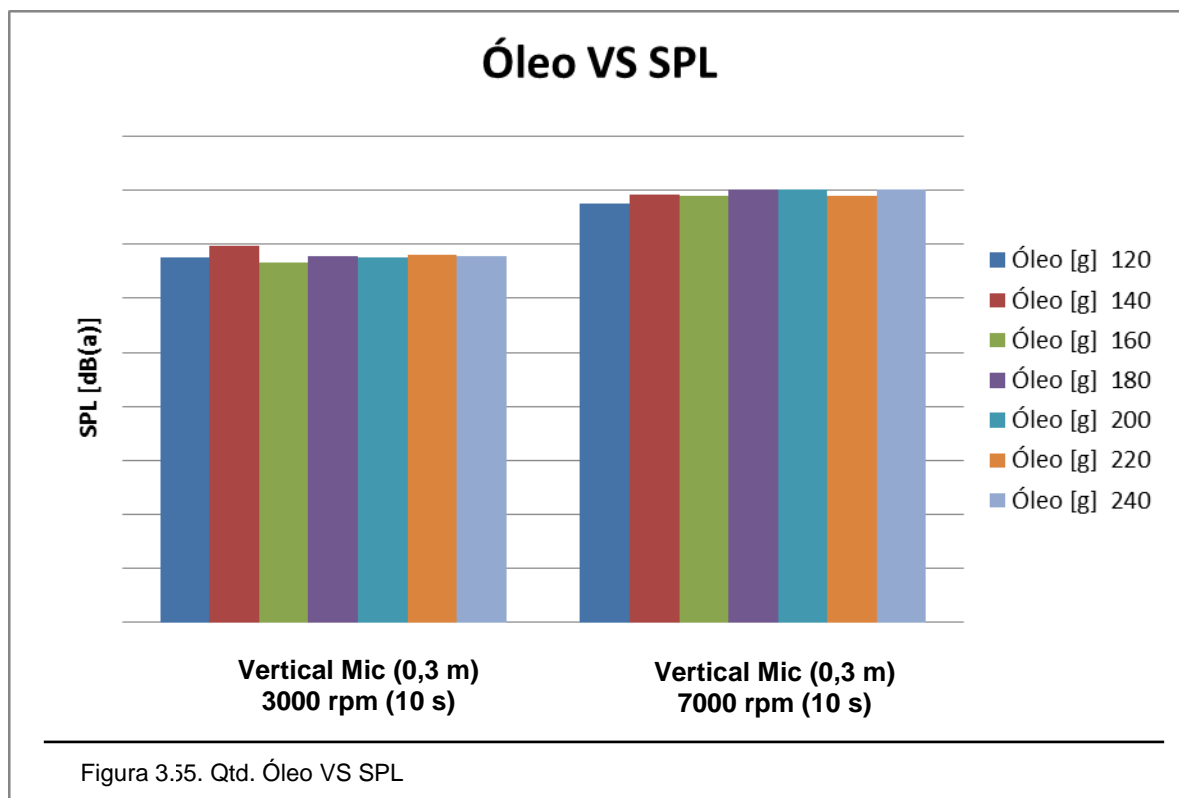
- ii. Adicionar 120 g de óleo ao compressor;
- iii. Adicionar 700 g de R134a ao sistema;
- iv. Obter os valores de vibração e ruído para cada quantidade de óleo utilizada, tendo a gravação da amostra a duração de 10 s;
- v. Acrescentar 20 g de óleo até ao valor absoluto de 240 g. Por cada incremento repetir o ponto iv.

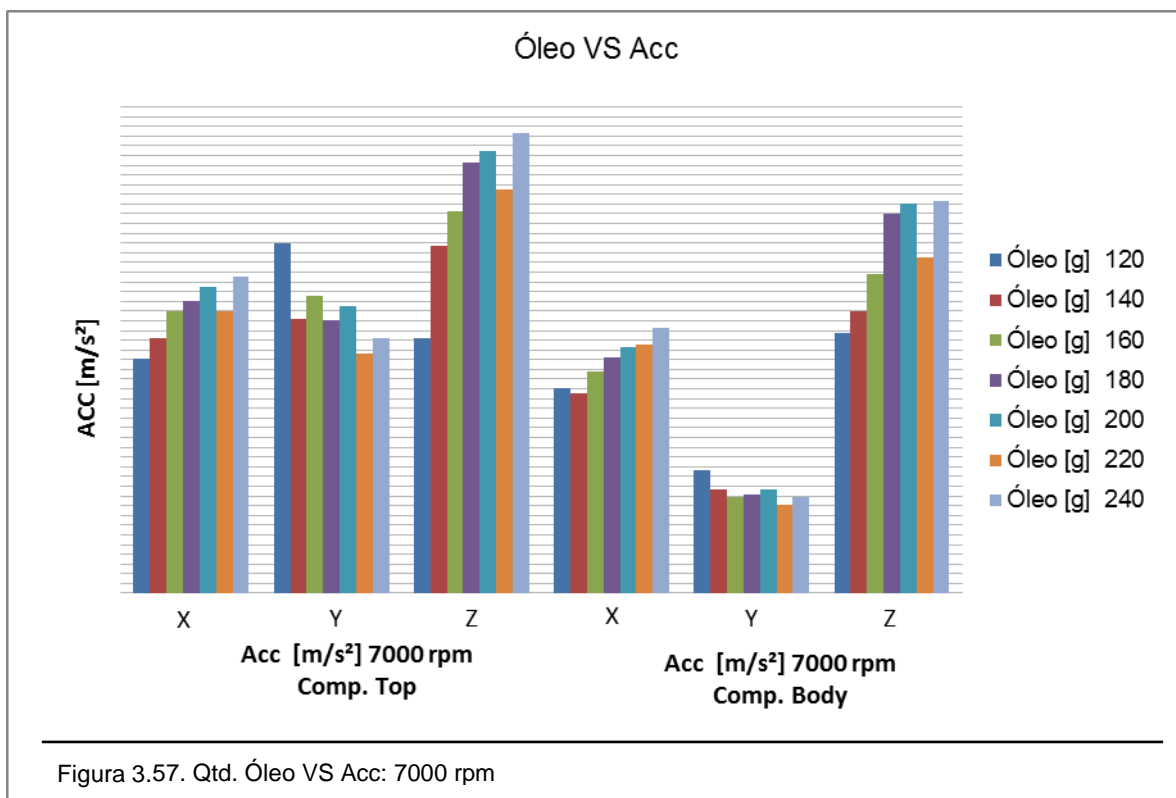
Para o teste da influência da quantidade de refrigerante:

- ii. Adicionar 180 g de óleo ao compressor;
- iii. Adicionar 500 g de R134a ao sistema;
- iv. Obter os valores de vibração e ruído para cada quantidade de refrigerante utilizada, tendo a gravação da amostra a duração de 10 s;
- v. Acrescentar 100 g de R134a até ao valor absoluto de 1000 g. Por cada incremento repetir o ponto iv.

Utilizou-se o esquema de medição de parâmetros de NVH normal da câmara, as análises foram realizadas para as duas velocidades de rotação de teste 3000 e 7000 rpm, sendo essencial deixar o compressor estabilizar a cada adição de óleo/refrigerante antes de se obter os dados de NVH. Sabendo que a quantidade de óleo está diretamente relacionada com a dimensão do circuito termodinâmico e que o circuito automóvel é abastecido com 120 g de óleo, considerou-se este como sendo o valor inicial da investigação, uma vez que, o circuito de teste é consideravelmente maior. Relativamente à quantidade de refrigerante inicial, esta foi escolhida com base em valores empíricos considerados insuficientes.

Os resultados obtidos na análise de vibração e ruído para as diferentes quantidades de óleo são apresentados seguidamente.





Analisando os resultados obtidos para a análise de ruído, SPL, verificamos que esta não é muito sensível às variações de óleo no sistema, não foi possível obter nenhuma ilação para este estudo.

Comparando os valores de vibração obtidos para as duas velocidades de rotação em estudo, verificamos a ausência de uma correlação entre ambas. Deste modo considerou-se os dados obtidos para as 3000 rpm como os de referência, uma vez que, a velocidade funcional em veículo é maioritariamente 1800 rpm. Considerando apenas os dados referentes às 3000 rpm, identifica-se o valor de 180 g como sendo o mais indicado. A afirmação anterior baseia-se em dois factos importantes, o primeiro está relacionado com as vibrações medidas, os valores registados encontram-se abaixo da média experimental, o segundo e mais importante está associado à imprecisão das quantidades de óleo existentes no sistema. Em análises normais, o sistema não será completamente desprovido de óleo, assim, a quantidade de óleo a adicionar ao teste estará sempre relacionada com a quantidade de óleo que ficou no sistema no teste anterior. Considerando todas estas aproximações, as vibrações medidas para a vizinhança das 180 g são semelhantes aos valores obtidos para esta e a margem de erro até às 140 e 220 g é grande, a estas quantidades registam-se picos de vibração em quase todos os eixos de cada ponto de medição.

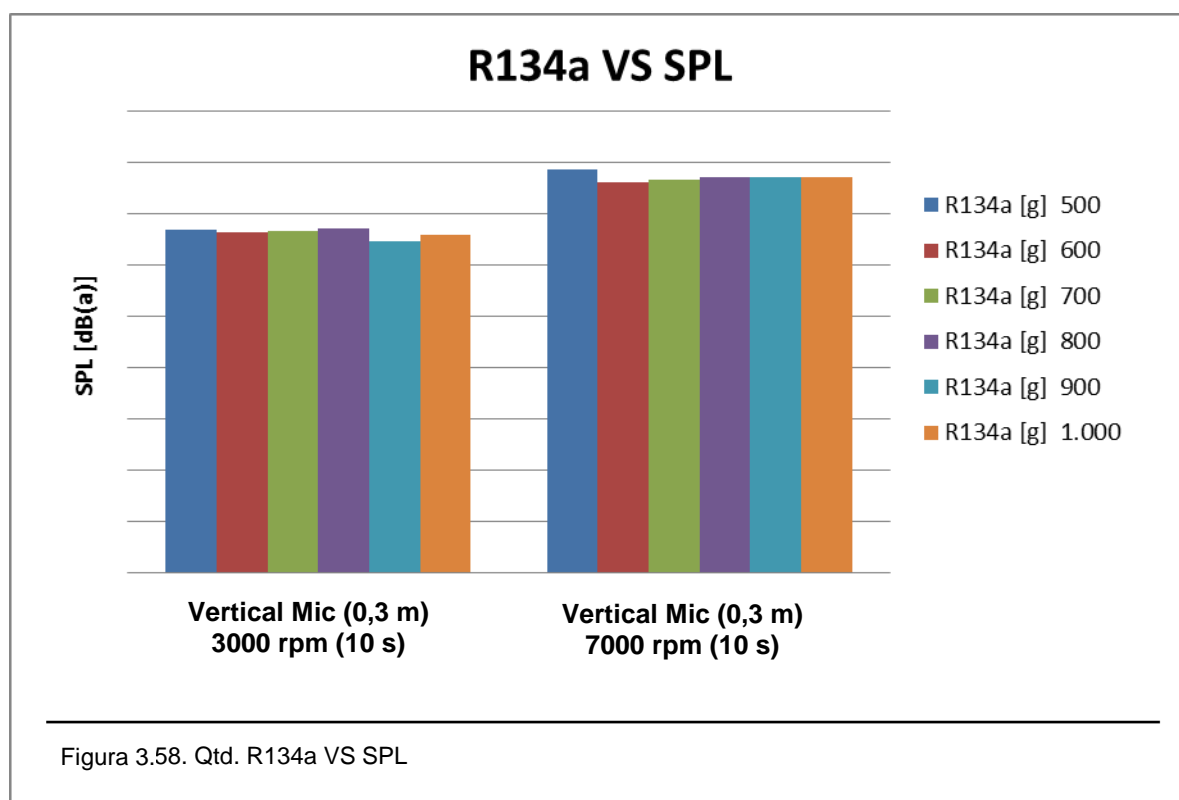
A análise da quantidade ideal de refrigerante foi realizada com a quantidade de óleo anteriormente definida. O cálculo da quantidade ótima de R134a é um pouco mais complexo, uma vez que, o impacto na medição de NVH não é a característica mais importante, mas sim a obtenção dos pontos de teste definidos. Os resultados observados foram os seguintes:

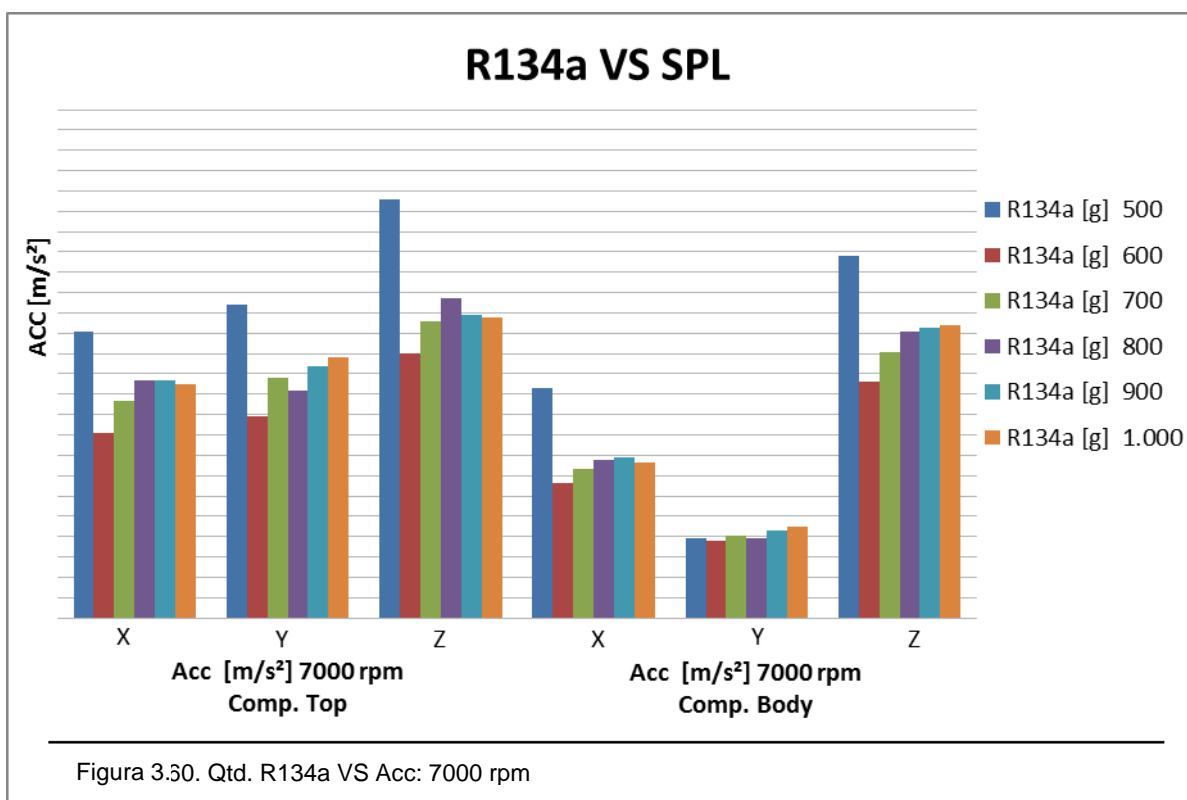
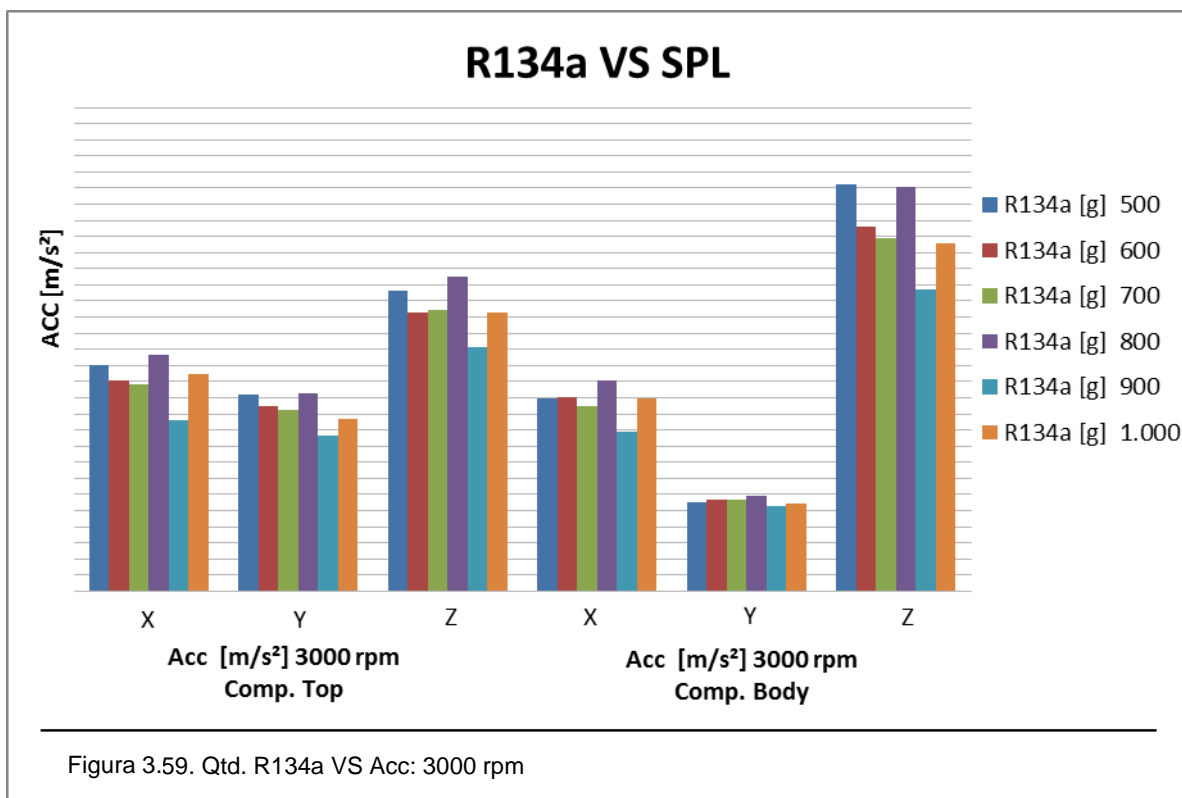
Por inspeção aos dados da tabela 3.25., verificou-se que os valores com maior proximidade aos esperados ocorrem para a quantidade de refrigerante igual a 600 g.

Tabela 3.25. Quantidade de Óleo VS *Setpoints*

		R134a [g]						Esperado
		500	600	700	800	900	1000	
p_s	bar	2,7	2,8	2,7	2,8	2,8	2,8	3,0
p_d	bar	14,9	14,8	14,5	14,7	14,6	14,4	15,0
t_s	°C	11,0	10,0	10,0	8,0	10,0	10,0	10,0
t_d	°C	81,5	77,4	82,4	78,3	79,3	79,2	80,0
$t_{\text{evap_out}}$	°C	14,6	15,2	15,2	16,6	16,2	17,2	-
$t_{\text{TXV_in}}$	°C	50,8	42,7	39,3	40,0	39,7	33,4	-
t_{ts}	°C	6,5	7,2	6,5	7,2	7,2	7,2	-
t_{td}	°C	57,2	57	56,1	56,7	56,4	55,9	-
<i>Superheat</i>	°C	24,3	20,4	26,3	21,6	22,9	23,3	20,0
<i>Subcool</i>	°C	4,5	2,8	3,5	0,8	2,8	2,8	4,0

Vamos agora estudar a influência da quantidade de refrigerante em circulação no circuito na análise de vibração e ruído.





Não sendo de maior importância a influência da quantidade de refrigerante no circuito nos resultados de vibração e ruído, é no entanto possível verificar que para a velocidade de rotação de 7000 rpm a quantidade de 600 g de R134a apresenta os valores mais baixos para todos os eixos de vibração, em ambos os pontos de medição. A análise de ruído não apresenta grandes variações e à velocidade de

rotação de 3000 rpm, nada nos indica que a quantidade escolhida possa adulterar os resultados obtidos.

A primazia dada à proximidade dos pontos de teste deve-se ao facto, de estes estarem definidos como condições padrão em todos os sistemas de análise existentes na empresa, incluindo sistemas de análise na Alemanha. Desta forma, garante-se que as condições termodinâmicas de teste são constantes, independentemente do sistema utilizado.

3.6.2. Teste de *Run Down*

O teste de *run down* consiste na diminuição da velocidade de rotação ao longo do tempo, os parâmetros definidos para o ensaio realizado foram de 100 rpm/s, ou seja, por cada segundo de teste a velocidade de rotação diminuí 100 rpm, a velocidade inicial seria de 7000 e a terminal de 1000 rpm. A ausência de um programa de teste específico para este tipo de análise resultou numa variação manual da velocidade de rotação de acordo com o intervalo de tempo especificado.

O ensaio de *run down* tem a particularidade de identificar em condições de funcionamento as frequências naturais do sistema. Analisando o gráfico de FFT VS Time facilmente identificamos as ordens do sistema como as linhas diagonais, a sua imprecisão está associada à variação manual da velocidade de rotação segundo intervalos de tempo diferentes. As frequências naturais são identificadas pelo aumento do espectro de vibração na sua transposição.

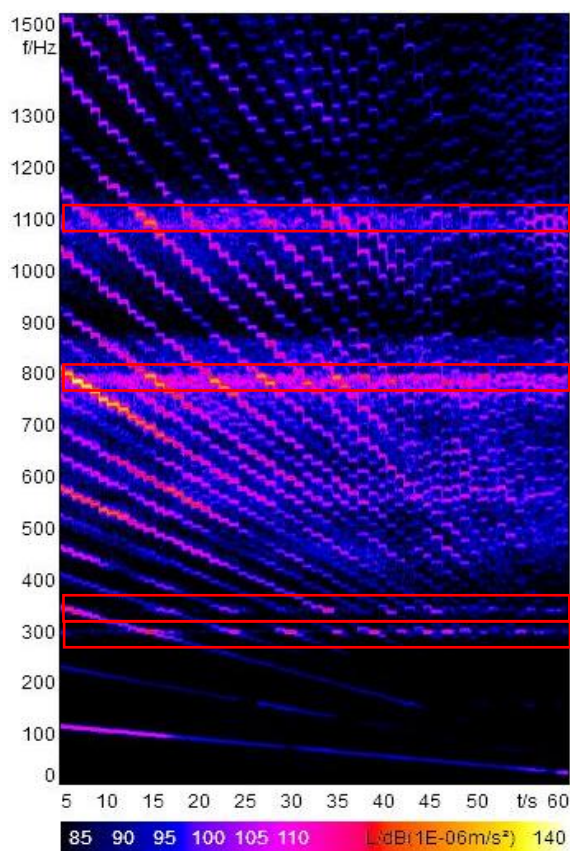


Figura 3.61. *Run Down: FFT VS Time (Artemis)*

Por inspeção à figura 3.54, são identificadas 4 frequências naturais no intervalo apresentado, os seus valores constam na tabela 3.26.

Tabela 3.26. *Run Down*: Frequências Naturais

<i>Run Down</i>
Frequências Naturais [Hz]
297
341
788
1092

Comparando os resultados obtidos em condições de funcionamento, com os obtidos no teste de impacto de martelo para as configurações D e E, verificamos uma boa correlação de valores.

O desvio máximo existente entre as duas primeiras frequências naturais é praticamente nulo.

Tabela 3.27. Frequências Naturais: *Run Down* VS Impacto de Martelo

Frequências Naturais [Hz]		
Impacto de Martelo		<i>Run Down</i>
Conf. D	Conf. E	
297,9	298,8	297,0
341,9	341,8	341,0
-	-	788,0
-	-	1092,0

3.6.3. Isolamento a excitações externas

Anteriormente foi apresentado um ensaio de isolamento do sistema de fixação, a excitações externas. Esta análise foi realizada aquando do teste de impacto de martelo, secção 3.2.2.

Este teste complementar apresenta o mesmo objetivo, no entanto é realizado em condições de funcionamento, sendo o compressor a fonte excitação da estrutura de teste.

▪ Condições de Teste

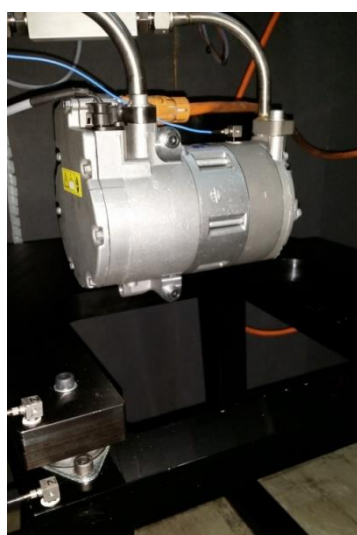


Figura 3.62. Isolamento do sistema: Condições de teste

O ensaio experimental foi realizado segundo as condições de teste normais, a aquisição de dados foi efetuada com o compressor em regime de funcionamento estável. Para a quantificação do isolamento da estrutura de ensaio, recorreu-se a dois acelerómetros triaxiais, modelo 356B21 da PCB *Piezotronics* (iguais aos utilizados no Teste de impacto de martelo), estrategicamente posicionados na estrutura. Considerando que um acelerómetro está posicionado na estrutura em vibração e o segundo após o sinobloco, na mesa de suporte, a diferença entre os espectros de vibração, corresponderá ao isolamento do sistema de análise.

De seguida são apresentadas as figuras 3.56 e 3.57, a primeira retrata os espectros de vibração ao longo do tempo e a segunda na gama de frequências. Em ambas o eixo das ordenadas apresenta escala logarítmica.

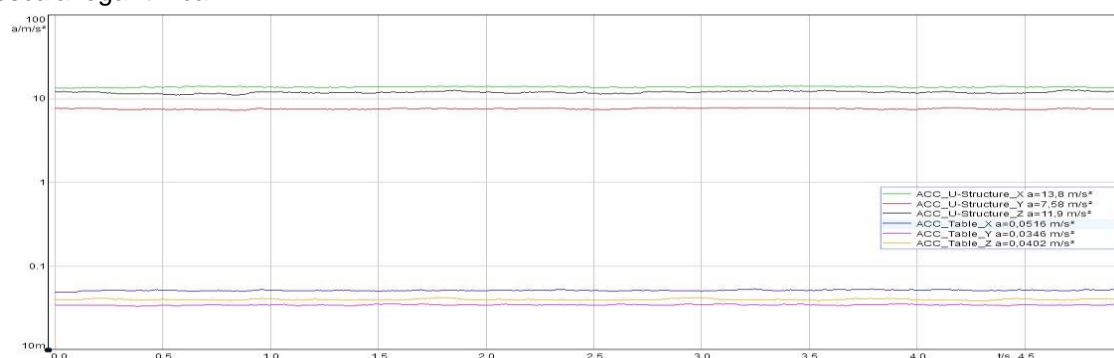


Figura 3.63. Isolamento do sistema: *Level VS Time* (Artemis)

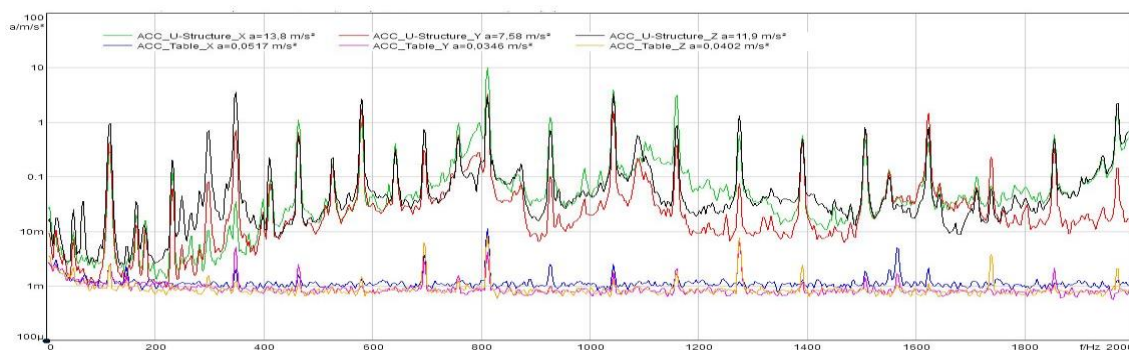


Figura 3.34. Isolamento do sistema: *FFT (average)*(Artemis)

Analisando os espectros de vibração obtidos para cada um dos sensores, identificamos a existência de uma grande diferença entre ambos. Aprofundando a resposta na gama de frequências, é perceptível uma maior dificuldade de isolamento para baixas frequências, tal facto está associado ao modo de vibração a que a estrutura está sujeita. Para esta gama de frequências a estrutura apresenta-se em modo de vibração de corpo rígido, apesar das menores amplitudes de aceleração, os sinoblocos tendem a ter maior dificuldade de isolamento para baixas frequências.

A tabela seguinte apresenta os valores médios registados ao longo do ensaio.

Tabela 3.28. Isolamento do sistema: Valores médios

	Aceleração [m/s^2]	
	Acelerómetro do Sistema de Fixação	Acelerómetro da Mesa de Suporte
X	13,80	0,05
Y	7,58	0,04
Z	11,90	0,04

Concluimos assim que a estrutura se encontra bem isolada a excitações externas, os ensaios realizados levam-nos a crer que havendo cuidados mínimos aquando da medição de valores, estes serão isentos de estímulos externos ao sistema.

4. Conclusões e trabalhos futuros

A presente dissertação nasceu da necessidade de desenvolvimento de um sistema de análise de vibração e de ruído de compressores elétricos de veículos automóveis na empresa HANON Systems Portugal. O principal objetivo deste sistema é contribuir para o desenvolvimento de produto, bem como ajudar na identificação de problemas associados à produção de compressores. O sistema de análise desenvolvido tinha de ser capaz de realizar análises minuciosas e ausentes de excitações externas, possibilitar o teste de diferentes modelos bem como ser de fácil manutenção e de utilização. O sistema projetado tinha de incorporar uma câmara semi-anecóica, um circuito termodinâmico, ambos existentes na empresa, e uma estrutura de fixação do compressor. Acima de tudo, o projeto desenvolvido tinha de ser uma clara melhoria relativamente aos sistemas existentes na empresa.

Numa primeira fase deste trabalho desenvolveram-se/analisaram-se diferentes modelos de fixação do compressor. Recorrendo ao *SolidWorks Simulation* calcularam-se as características naturais de cada um dos modelos desenvolvidos através da análise por elementos finitos. O início da análise foi precedido por um estudo da dependência da malha, onde o principal objetivo foi encontrar um compromisso entre o tempo despendido na criação da malha, o tempo de cálculo e a qualidade dos resultados obtidos. Nos modelos considerados essenciais, comparou-se os resultados de simulação obtidos em *SolidWorks Simulation* com outros adquiridos em *Abaqus*, sendo este um dos *softwares* de referência na análise por elementos finitos. É de referir que as simulações realizadas em *Abaqus* foram efetuadas por equipas especializadas da empresa. A análise aos resultados demonstrou uma grande coerência entre os resultados obtidos para os dois programas de simulação, sendo o desvio máximo calculado de 1,84 %, validando assim todo o processo de simulação realizado ao longo da dissertação.

Após a aprovação e implementação da estrutura de fixação, realizou-se uma verificação experimental das características naturais da mesma, através do teste de impacto de martelo. Não partia do pressuposto deste teste a identificação dos modos de vibração da estrutura em teste, já que o modelo numérico nos dava uma indicação dos possíveis modos associados. O teste experimental foi realizado segundo diversas configurações, nas quais se diferenciou o ponto de medição, o eixo de excitação e a dureza do acessório de impacto. Para o processamento de dados utilizou-se o Artemis Suite 7.0, sendo este um programa dedicado à análise de som e de vibração. Os resultados obtidos experimentalmente apresentaram um desvio máximo de 8,6 % comparativamente à simulação numérica. Conclui-se que foi obtida uma boa relação entre o método analítico e experimental.

O desenvolvimento do sistema de análise não ficou completo com a implementação da estrutura de fixação do compressor, foi ainda necessária a adaptação de todo o circuito termodinâmico ao sistema projetado, bem como completar o sistema de controlo. As modificações realizadas basearam-se em dois princípios fundamentais, facilidade de utilização/manutenção e qualidade do circuito termodinâmico, para tal foi necessário ter em conta alguns pormenores, nomeadamente: dimensão,

funcionalidade e especificações de natureza estrutural. Através de testes complementares, aferiu-se os parâmetros de teste essenciais ao correto funcionamento do sistema de ensaio.

Para a conclusão do projeto desenvolvido ao longo da dissertação, comparou-se os resultados obtidos entre os sistemas já implementados na empresa com o sistema projetado. A análise realizada comprovou a existência de uma relação entre sistemas e acima de tudo uma melhoria das condições de análise. Realizou-se ainda uma comparação com um sistema com maior grau de investimento, localizado no laboratório de desenvolvimento Alemão, também ele composto por uma câmara semi-anecoica. Os resultados obtidos para a análise de ruído apresentam uma superação do nosso sistema relativamente a este.

De uma forma geral conclui-se que o objetivo proposto pela empresa foi conseguido, cumprindo com o prazo e orçamento definidos. Algumas das soluções apresentadas poderão não ser definitivas, dando origem a trabalhos futuros.

Na perspectiva de trabalho futuro, seria interessante dar continuidade ao projeto desenvolvido nesta dissertação, nomeadamente na automação de todo o sistema de análise, bem como na melhoria da fiabilidade do sistema. Não sendo um dos objetivos do projeto, foi verificada a ineficiência de todos os circuitos termodinâmicos aplicados aos testadores da empresa, seria de todo interessante o desenvolvimento destes.

5. Referências Bibliográficas

Agilent Technologies. (2000). *The Fundamentals of Modal Testing*.

Ariazone - Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment. (s.d.). *Automotive Air Conditioning Training Manual*.

Avitabile, P. (2001). Experimental Modal Analysis - A simple Non-Mathematical Presentation. *Sound and Vibration*.

Brown, D. L., Allemang, R. J., & Phillips, A. W. *Forty Years of Use and Abuse of Impact Testing: A Practical Guide to Making Good FRF Measurements*. College of Engineering and Applied Science, University of Cincinnati, Department of Mechanical and Materials Engineering - Structural Dynamics Research Lab.

HEAD acoustics GmbH. (s.d.). Artemis Suite 7.2 - User's Manual.

IPT - ESTT. (2008). *Sebenta de Materiais de Construção I*. Tomar.

Martini, J., & Cucuz, S. (2002). Sound Power Determination of Automotive A/C-Compressors. *Visteon Deutschland GmbH*. Society of Automotive Engineers, Inc.

Novais, J. (1995). *Ar Comprimido Industrial - Produção, Tratamento e Distribuição*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.

PCB Piezotronics. (2010). *ICP Impact Hammer - Installation and Operating Manual*. United States.

PCB Piezotronics. (2013). *ICP Triaxial Accel - Installation and Operating Manual*. United States.

Salgado, J. M. (2012). *Análise Modal Experimental Aplicada a Um Componente Estrutural Automóvel*. Tese de Mestrado, Universidade do Minho.

Wilcoxon Research. *Installation of vibration sensors*.

Anexos

Anexo A – Análise numérica: Propriedades do material

Tabela A 1. Análise numérica: Propriedades do material (*SolidWorks Simulation*)

Material name:	AISI 4340 Steel, normalized
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Max von Mises Stress

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.05e+011	N/m ²	Constant
Poisson's ratio	0.32	NA	Constant
Shear modulus	8e+010	N/m ²	Constant
Mass density	7850	kg/m ³	Constant
Tensile strength	1.11e+009	N/m ²	Constant
Yield strength	7.1e+008	N/m ²	Constant
Thermal expansion coefficient	1.23e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	44.5	W/(m.K)	Constant
Specific heat	475	J/(kg.K)	Constant

Anexo B – Cálculo do centro de massa: imagens complementares

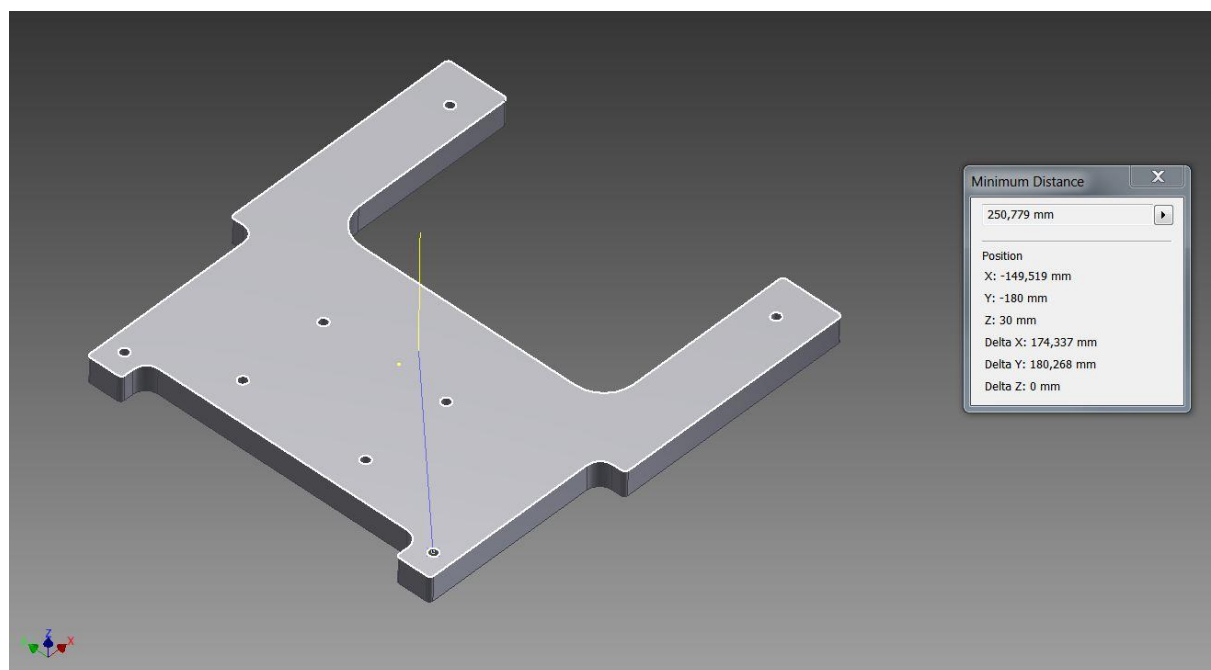


Figura B 1. Placa Inferior: Centro de massa (*Inventor*)

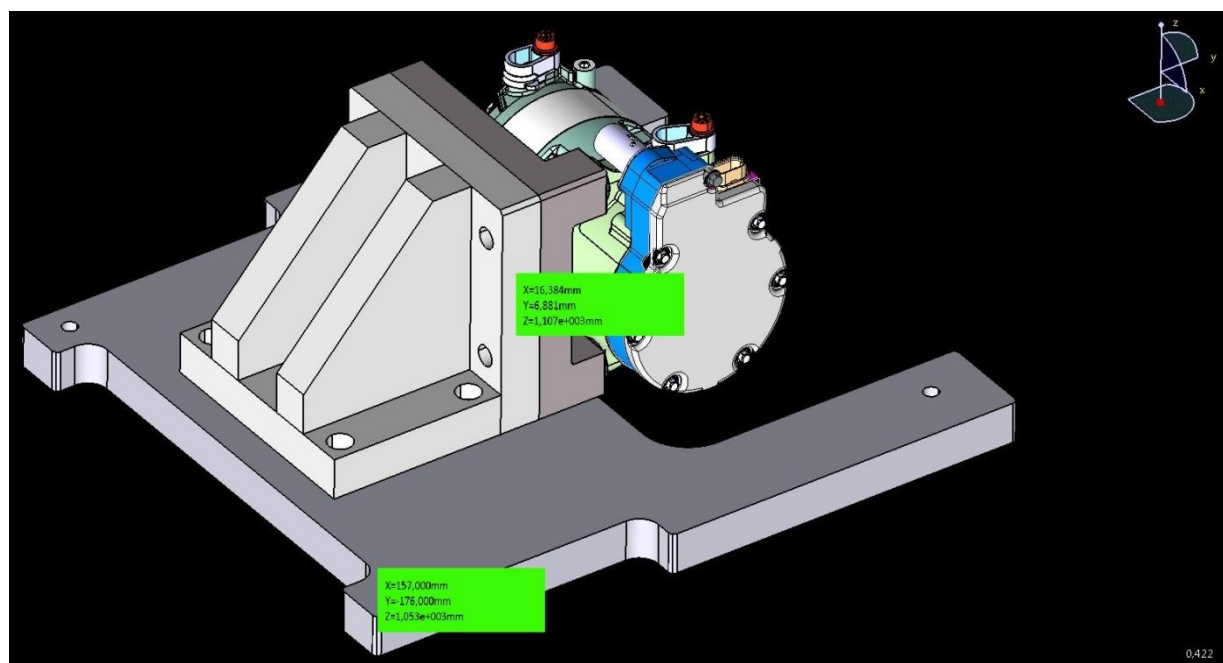


Figura B 2. Sistema de fixação + compressor: Centro de massa (*CATIA*)

Anexo C - Sistema de fixação: desenhos de produção

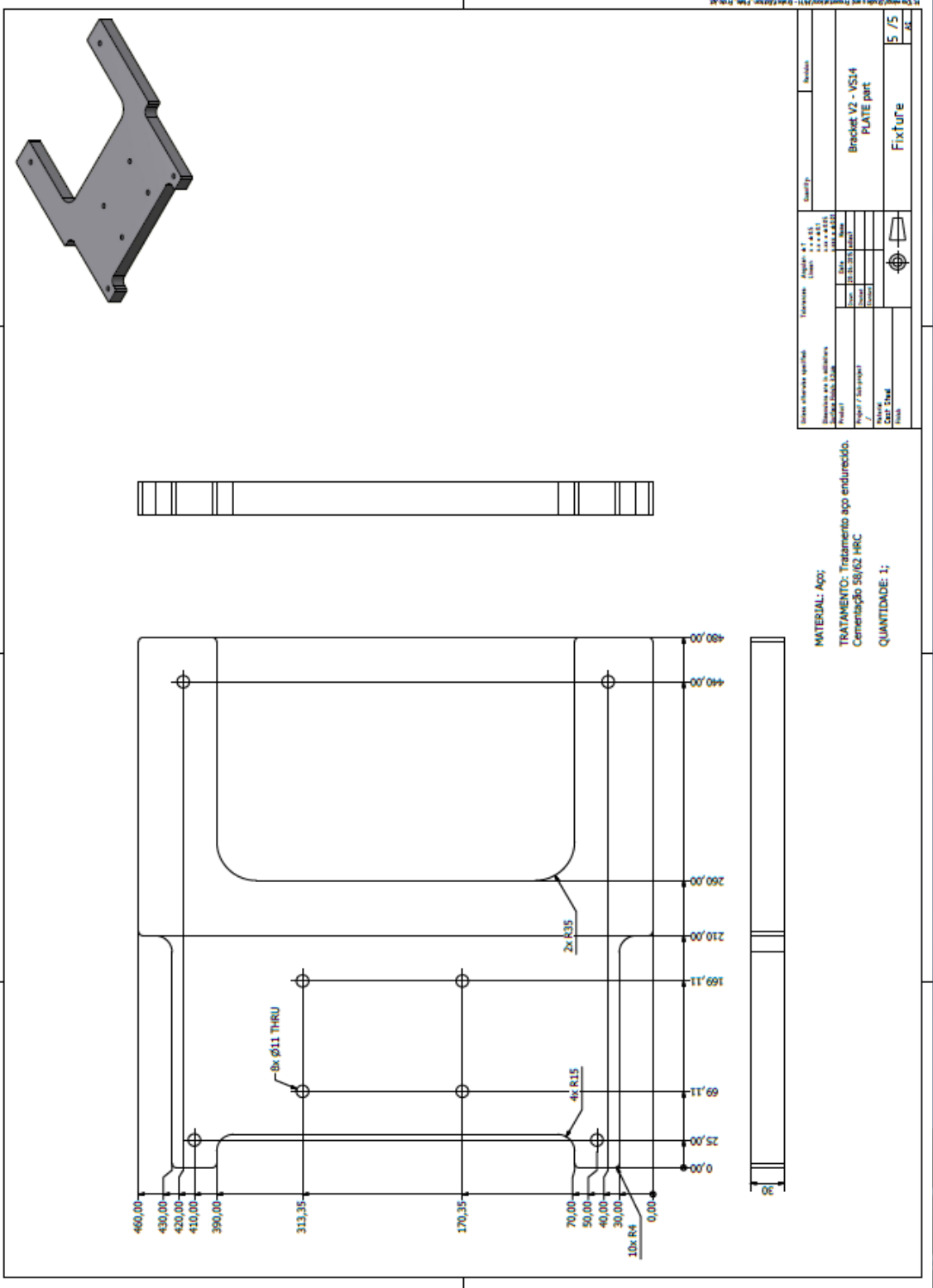


Figura C 1. Placa inferior

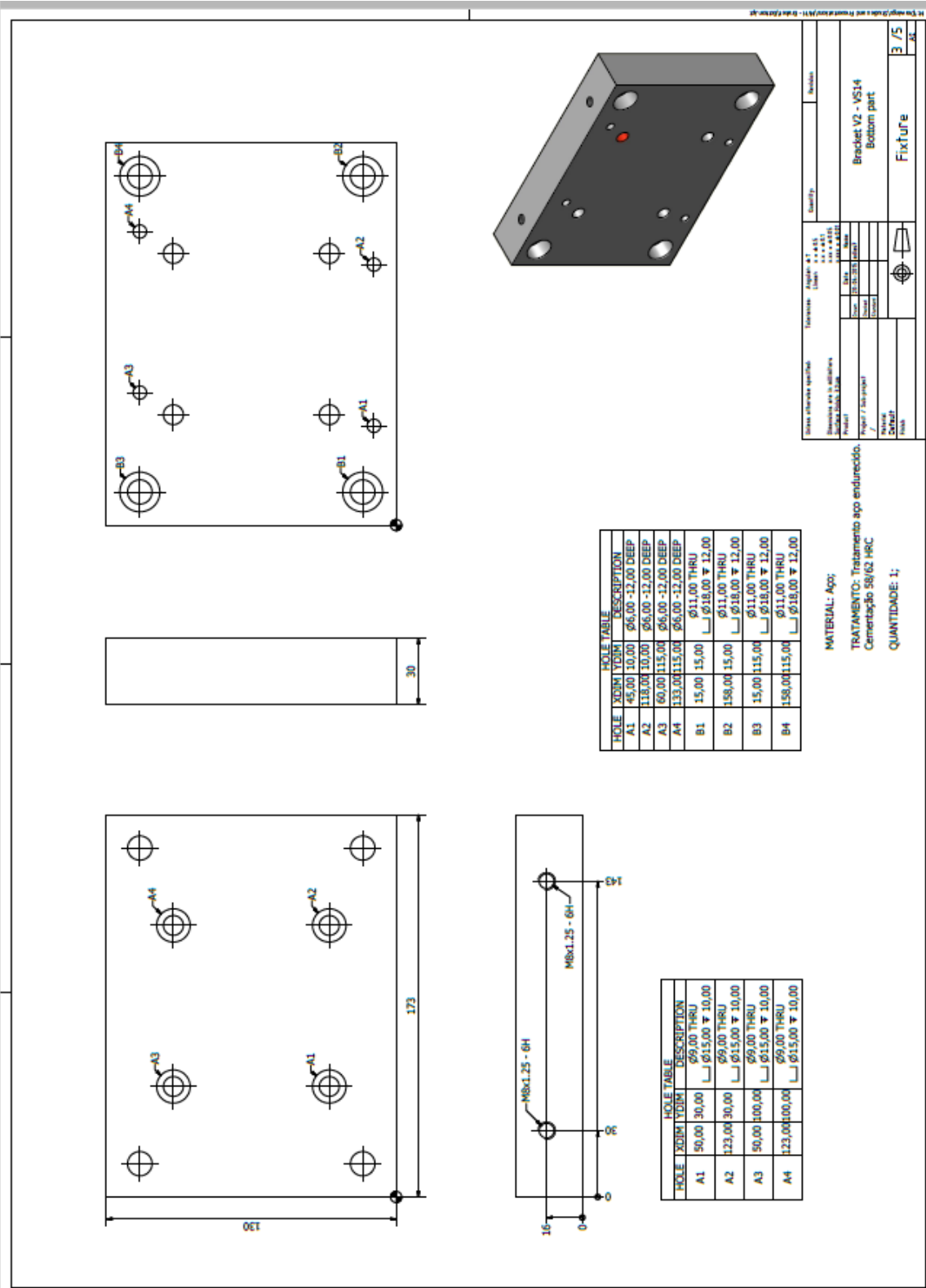


Figura C 2. Base

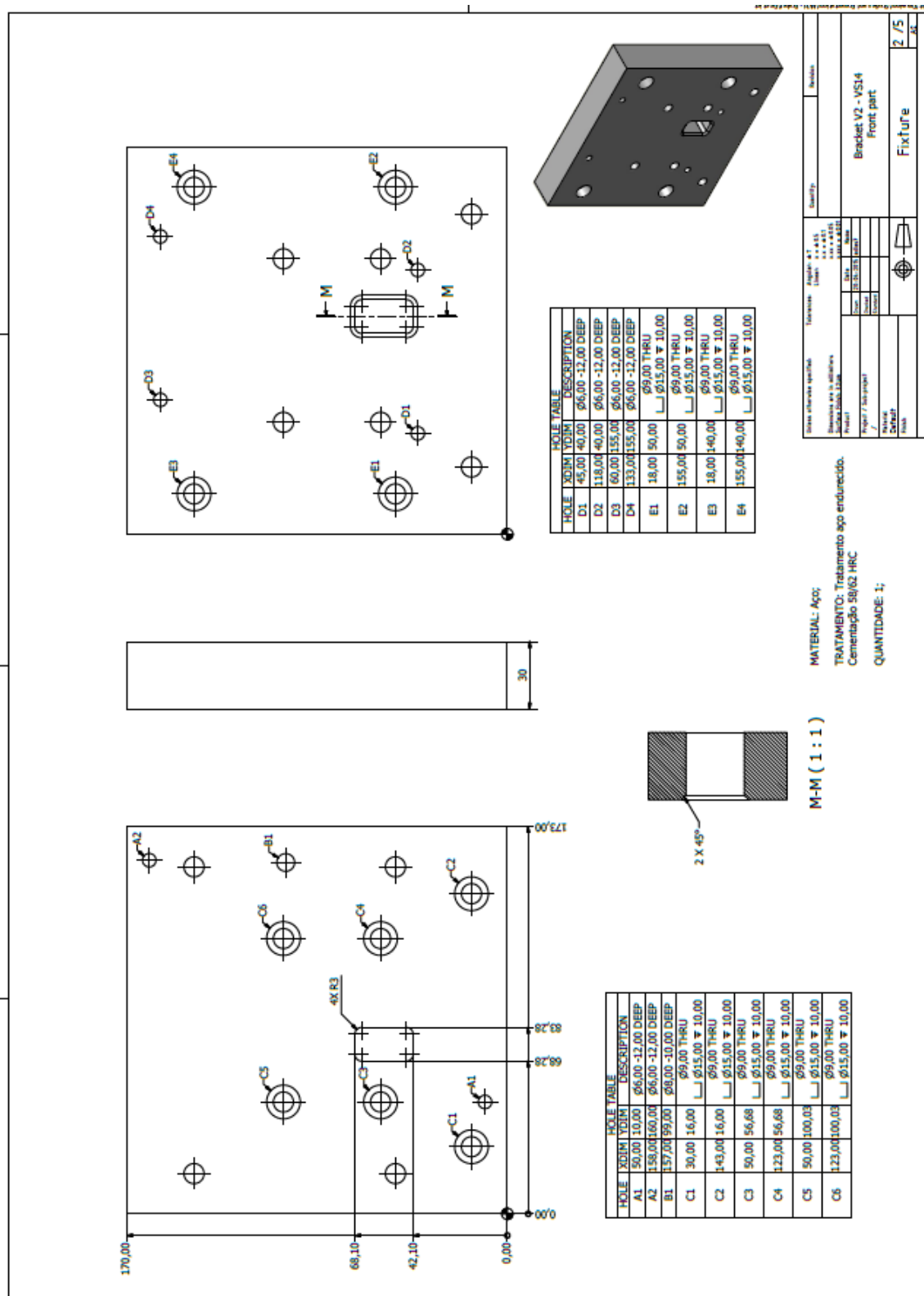


Figura C 3. Front

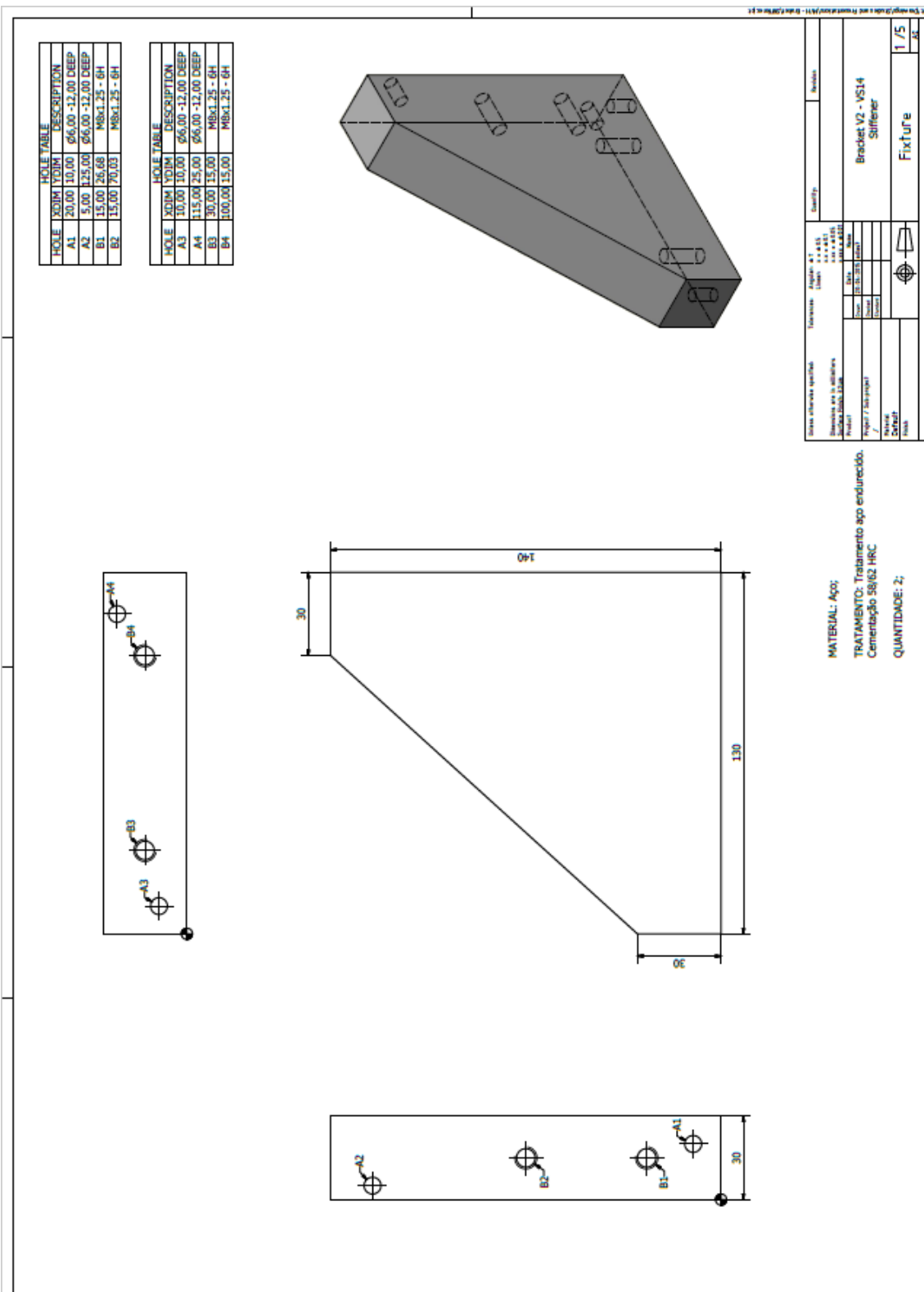


Figura C 4. Stiffner

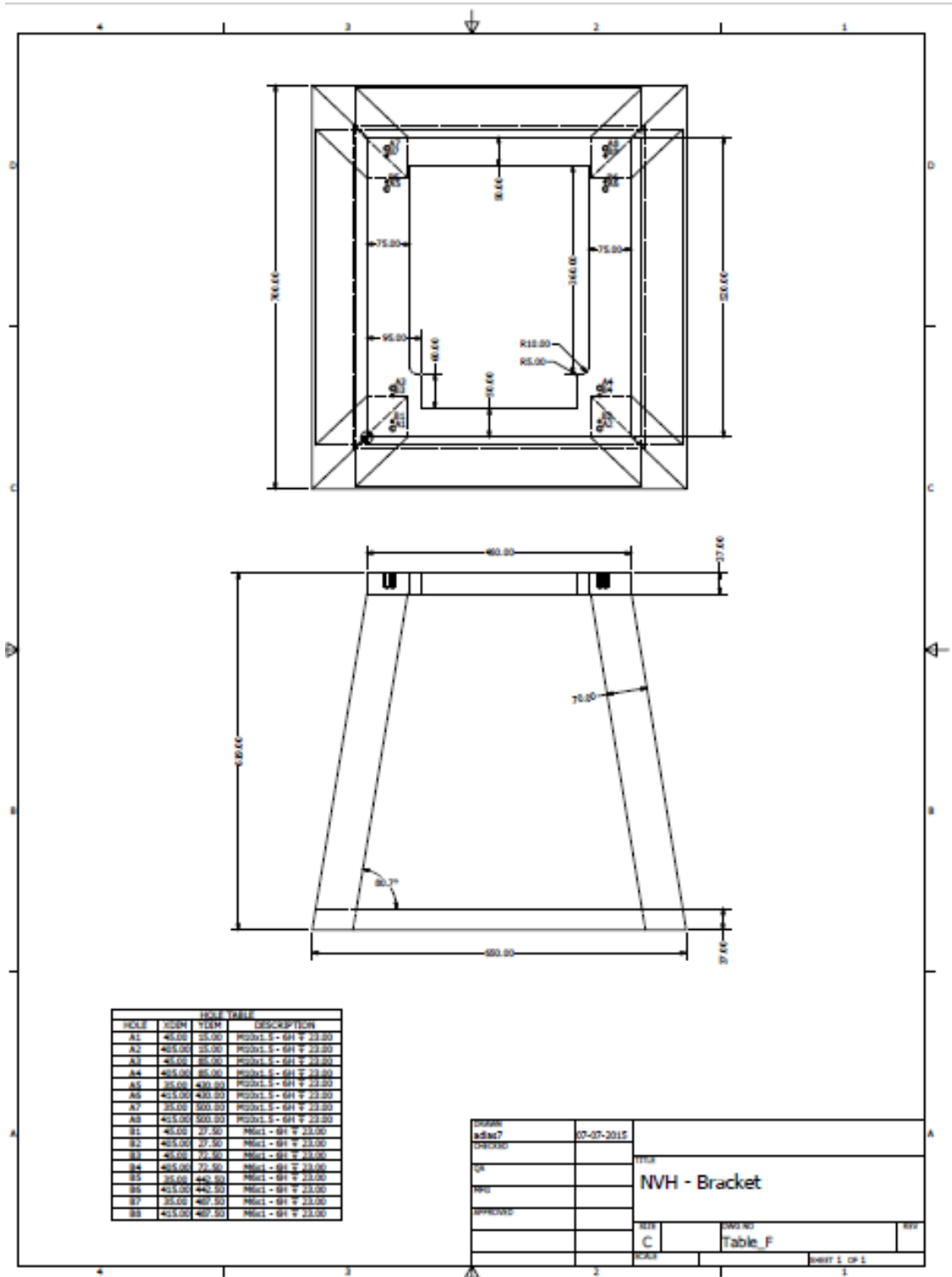


Figura C 5. Table

